

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

## **Návrh části podvozku skládkového stroje**

***Design Undercarriage Part of Stacker/Reclaimer Machine***

Student:

Bc. Marek Szwejda

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Martin Janečka

Ostrava 2013

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marek Szwejd**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Návrh části podvozku skládkového stroje**  
**Design Undercarriage Part of Stacker/Reclaimer Machine**

Zásady pro vypracování:

Zpracujte konstrukční návrh vahadla skládkového stroje ZNKk 13/10/46. Práce bude obsahovat 2 typy uložení kol. Návrh kola bude součástí práce včetně určení správného typu kolejnice pro tyto stroje. Dále práce bude obsahovat výpočty a ověření únosnosti pro zatížení vahadla hmotností 20t.

Proved'te:

1. Rešerži skládkových strojů typu ZNKk.
2. Konstrukčně navrhnete 2 typy uložení kol (valivé a kluzné), včetně všech návrhů kol a kolejnic a jejich výpočtovým posouzením na dané zatížení.
3. Navrhnete pohon hnacího kola, jeho uložení a konstrukční řešení pro dané zatížení včetně všech výpočtů.
4. Ve vhodném programu vypracujete 3D modely obou případů uložení vahadel.
5. Vypracujete výkresy sestav pro oba případy uložení vahadel, dále pak výrobní výkresy vahadel pro oba případy uložení.
6. Pro správnost návrhu sestavu ověřte ve vhodném programu typu MKP.

Seznam doporučené odborné literatury:

CVEKL, Z., DRAŽAN, F., a kol. *Teoretické základy transportních zařízení* Praha, 1976., 320s.

JURMAN, J., FRIES, J. *Konstrukce velkstrojů a jejich spolehlivost I. Díl* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004., 120s. ISBN 80-7225-148-1

SKAŘUPA, J. *Metodika konstruování* Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, 1993. 152s. ISBN 80-7078-167-X

ČSN 277005 *Stroje pro povrchovou těžbu - Kolesová rýpadla a nakládače - Korečková rýpadla a zakládače - Základní parametry.* 1996



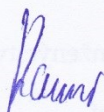
ČSNISO 8686-1 *Jeřáby. Zásady výpočtu zatížení a kombinací zatížení. Část 1: Všeobecně*. 1993

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Martin Janečka**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2013 .....

Marcel Šimůla .....

podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě: 20.5.2013

Marek Szwejda

podpis studenta

Szwejda Marek

Lechova 8, Ostrava – Michálkovice, 715 00

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

SZWEJDA, M. *Návrh části podvozku skládkového stroje: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 82 s. Vedoucí práce: Janečka, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem části podvozku skládkového stroje, konkrétně vahadlem. V úvodní kapitole je pojednáno o způsobu, účelu a podmínkách skladování sypkých materiálů. Dále je popsáno rozdělení skládek a druhy metod zakládání hromad. Následně jsou popsány stroje pro zakládání a odebírání materiálu, společně s typy používaných podvozků. V projekčně-konstrukční části je popsána konstrukce vahadla, včetně návazných dílů. V první řadě je určen typ pojezdového kola včetně pojížděné kolejnice. Následně jsou zpracovány 2 varianty uložení pojezdových kol, v kluzných a valivých ložiscích a určen pohon stroje. V závěru je provedena pevnostní analýza navrženého vahadla.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

SZWEJDA, M. *Design Undercarriage Part of Stacker/Reclaimer Machine: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2013, 82 p. Thesis head: Janečka, M.

This thesis deals with the design undercarriage part of stacker/reclaimer machine, namely rocker. The introductory chapter discusses the way, the purpose and the conditions of storage of bulk materials. The following describes the distribution of landfills and the latter setting up meetings. Following are described machines for loading and unloading material, together with types of used trucks. In the design-component structure is described rockers, including related parts. Firstly, it is determined by the type running wheel including running rails. Subsequently developed 2 variants of the road wheel, in plain and rolling bearings and designed propulsion machinery. In conclusion, the strength analysis of the proposed rocker.

## Obsah

Seznam použitého značení .....	10 -
1. Úvod .....	14 -
2. Skládkování sypkých materiálů .....	15 -
3. Metody zakládání hromad .....	16 -
<b>3.1 Podélné skládky .....</b>	<b>16 -</b>
3.1.1 Metoda „CONE – SHELL“ – metoda kuželových vrstev .....	16 -
3.1.2 Metoda „CHEVRON“ – metoda trojúhelníkových vrstev .....	17 -
3.1.3 Metoda „WINDROW“ – metoda kosočtverečných vrstev .....	18 -
3.1.4 Metoda „STRATA“ .....	19 -
3.1.5 Metoda „QUINCUNX“ .....	19 -
<b>3.2 Kruhové skládky .....</b>	<b>20 -</b>
3.2.1 Metoda „CONE – SHELL“ a „CHEVRON“ .....	21 -
3.2.2 Metoda „CHEVCON“ .....	21 -
4. Skládkové stroje .....	22 -
<b>4.1 Rozdělení skládkových strojů .....</b>	<b>22 -</b>
<b>4.2 Čelní naběrače a shrnovače .....</b>	<b>22 -</b>
4.2.1 Kolesový mostový naběrač .....	23 -
4.2.2 Barelový naběrač .....	24 -
4.2.3 Mostový shrnovač .....	24 -
4.2.4 Diskový shrnovač .....	25 -
<b>4.3 Boční naběrače a shrnovače .....</b>	<b>25 -</b>
4.3.1 Kolesový výložníkový naběrač .....	26 -
4.3.2 Boční shrnovač .....	26 -
4.3.3 Poloportálový shrnovač .....	27 -
4.3.4 Portálový shrnovač .....	27 -
4.3.5 Portálový korečkový naběrač .....	27 -
<b>4.4 Zakladače .....</b>	<b>28 -</b>

4.4.1	Kolejové zakladače (s nabíracím zařízením) .....	- 28 -
4.4.2	Pásové zakladače (bez nabíracího zařízení) .....	- 29 -
<b>5.</b>	<b>Podvozky skládkových strojů .....</b>	<b>- 30 -</b>
<b>5.1</b>	<b>Kolejové podvozky .....</b>	<b>- 30 -</b>
5.1.1	Čtyřbodové uložení .....	- 30 -
5.1.2	Tříbodové uložení .....	- 32 -
<b>5.2</b>	<b>Housenicové podvozky .....</b>	<b>- 33 -</b>
5.2.1	Systémy a typy housenicových podvozků .....	- 33 -
<b>6.</b>	<b>Popis konstrukce navrhovaného pojezdového mechanismu .....</b>	<b>- 38 -</b>
<b>7.</b>	<b>Návrh pojezdového kola .....</b>	<b>- 42 -</b>
7.1	Rychlost skládkového stroje při práci $v_{práce}$ .....	- 42 -
7.2	Rychlost skládkového stroje při přesunu $v_{přesun}$ .....	- 43 -
7.3	Kontrola únosnosti kola $K_{max}$ .....	- 44 -
7.4	Vůle mezi nákolky a kolejnicí .....	- 45 -
7.5	Volba pojezdového kola .....	- 46 -
<b>8.</b>	<b>Uložení pojezdového kola .....</b>	<b>- 47 -</b>
<b>8.1</b>	<b>Varianta A – valivé uložení kola .....</b>	<b>- 47 -</b>
8.1.1	Kontrola životnosti valivého ložiska .....	- 47 -
<b>8.2</b>	<b>Moment čepového tření valivého ložiska <math>M_{čv}</math> .....</b>	<b>- 49 -</b>
<b>8.3</b>	<b>Varianta B – kluzné uložení kola .....</b>	<b>- 50 -</b>
8.3.1	Kluzné ložisko .....	- 50 -
8.3.2	Moment čepového tření kluzného ložiska $M_{čk}$ .....	- 52 -
<b>9.</b>	<b>Výpočet potřebného výkonu a volba pohonu .....</b>	<b>- 53 -</b>
9.1	Výpočet tažné síly $F_t$ .....	- 53 -
9.2	Volba pohonu .....	- 55 -
9.3	Kontrola poháněné hřídele pojezdového kola .....	- 56 -
9.4	Kontrola těsného pera .....	- 58 -
9.5	Lisovaný spoj .....	- 60 -



10.	Pevnostní kontrola konstrukčních uzlů .....	- 64 -
10.1	Návrh vahadlového čepu .....	- 64 -
10.2	Návrh šroubu objímky.....	- 65 -
10.3	Návrh šroubu pro zachycení momentu od motoru .....	- 68 -
11.	Pevnostní analýza rámu vahadla.....	- 70 -
12.	Závěr.....	- 73 -
	Seznam použité literatury .....	- 74 -
	Seznam obrázků .....	- 76 -
	Seznam tabulek .....	- 79 -
	Seznam příloh.....	- 80 -

## Seznam použitého značení

$B$	[mm]	šířka ložiska
$C^N$	[-]	rozměrová charakteristika náboje
$C_{or}$	[kN]	základní radiální statická únosnost
$C_r$	[kN]	základní radiální dynamická únosnost
$D$	[mm]	průměr vnějšího kroužku ložiska
$D_3$	[mm]	vnitřní průměr duté hřídele
$D_a (min)$	[mm]	minimální průměr osazení hřídele
$D_K$	[mm]	průměr pojezdového kola
$E$	[MPa]	modul pružnosti
$E_I$	[mm]	dolní úchylka hřídele
$E_S$	[mm]	horní úchylka díry
$F$	[N]	zatížení vahadla
$F_0$	[N]	síla předpětí
$F'$	[N]	síla odvěsny
$F''$	[N]	síla odvěsny 2
$F_i$	[N]	síla působící v jednom šroubu
$F_{i2}$	[N]	síla působící v jednom šroubu
$F_K$	[N]	zatížení od pojezdového kola
$F_L$	[N]	zatížení působící na ložisko
$F_N$	[N]	normálová síla
$F_P$	[N]	zatížení od pohonu
$F_P^\perp$	[N]	příčná síla
$F_S$	[N]	střížná síla
$F_T$	[N]	třecí síla
$F_t$	[N]	tažná síla

$F_z$	[N]	zatěžující síla
$K_{max}$	[N]	maximální zatížení kola
$L_{10h}$	[hod]	základní trvanlivost v provozních hodinách
$M_2$	[MPa]	krouticí moment pohonu
$M_{\check{c}k}$	[MPa]	moment čepového tření kluzného ložiska
$M_{\check{c}v}$	[MPa]	moment čepového tření valivého ložiska
$M_{o\ max}$	[MPa]	maximální ohybový moment
$M_{o\ red}$	[MPa]	redukovaný ohybový moment
$M_V$	[MPa]	moment valivého tření
$P_{ef}$	[W]	efektivní výkon
$P_r$	[N]	radiální dynamické ekvivalentní zatížení
$R_A$	[N]	reakce v místě A
$R_B$	[N]	reakce v místě B
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_K$	[mm]	poloměr pojezdového kola
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	otlačovaná plocha
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu
$b$	[mm]	šířka pojezdové plochy kola
$b'$	[mm]	účinná šířka kolejnice
$b_p$	[mm]	šířka pera
$d$	[mm]	průměr vnitřního kroužku ložiska
$d_1$	[mm]	průměr hřídele pod pojezdovým kolem
$d_2$	[mm]	průměr náboje
$d_3$	[mm]	průměr válcového konce poháněné hřídele
$d_{a\ (min)}$	[mm]	minimální průměr osazení hřídele
$d'_{\check{c}}$	[mm]	výpočtový průměr vahadlového čepu

$d_{\epsilon}$	[mm]	průměr vahadlového čepu
$d_{\epsilon k}$	[mm]	průměr čepu kluzného ložiska
$d'_{\xi}$	[mm]	výpočtový nejmenší průměr šroubu
$d_{\xi}$	[mm]	nejmenší průměr šroubu
$\Delta d_{1 \min}$	[mm]	minimální potřebný přesah
$e$	[mm]	rameno valivého odporu
$ei$	[mm]	dolní úchylka hřídele
$es$	[mm]	horní úchylka hřídele
$f$	[-]	součinitel tření
$f_{\epsilon k}$	[-]	součinitel čepového tření kluzného ložiska
$f_{\epsilon v}$	[-]	součinitel čepového tření valivého ložiska
$f_n$	[-]	součinitel počtu otáček
$f_h$	[-]	součinitel trvanlivosti
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$h$	[mm]	výška pera
$k$	[-]	součinitel materiálu
$k_p$	[-]	bezpečnost proti prokluzu
$k_s$	[-]	statická bezpečnost
$k_z$	[-]	bezpečnost přenosu zatížením
$l_1$	[mm]	délka hřídele pod pojezdovým kolem
$l'$	[mm]	účinná délka pera
$l_{\epsilon}$	[mm]	délka kluzné plochy ložiska
$l_{\epsilon v}$	[mm]	délka čepu vahadla
$m$	[kg]	zatížení vahadla
$m_K$	[kg]	zatížení pojezdového kola
$m_L$	[kg]	zatížení ložiska



$m_p$	[kg]	zatížení od pohonu
$n$	[-]	počet kusů
$n_{práce}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky stroje při práci
$n_{přesun}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky stroje při přesunu
$o_K$	[m]	obvod kola
$p$	[-]	exponent ložiska
$p_2$	[MPa]	tlak v náboji
$p_D$	[MPa]	dovolený tlak
$p_{KL}$	[MPa]	tlak v kluzném ložisku
$(p \cdot v)_D$	[MPa·m·s <sup>-1</sup> ]	dovolené oteplení
$r_{čk}$	[mm]	poloměr čepu (kluzné ložisko)
$r_{čv}$	[mm]	poloměr čepu (valivé ložisko)
$\check{s}$	[mm]	šířka hlavy kolejnice
$t$	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
$t_1$	[mm]	hloubka drážky v náboji
$v_{práce}$	[m·min <sup>-1</sup> ]	rychlost stroje při práci
$v_{přesun}$	[m·min <sup>-1</sup> ]	rychlost stroje při přesunu
$x, y, z$	[mm]	velikosti ramen
$\alpha$	[-]	tvárový součinitel
$\beta$	[-]	součinitel zohledňující neznámý krut
$\eta_C$	[-]	celková účinnost
$\eta_L$	[-]	účinnost ložiska
$\eta_P$	[-]	účinnost pohonu
$\sigma_{o\ red}$	[MPa]	redukované ohybové napětí
$\tau_S$	[MPa]	střížné napětí
$\chi$	[-]	součinitel nezahrnutých přídavných odporů

## 1. Úvod

K hlavním požadavkům při založení hromady sypkých hmot je nutnost umístit co nejvíce množství materiálu na co nejmenší plochu. Velký důraz je kladen na vlastnosti sypkých hmot (sypný úhel, velikost zrn, lepivost, abrazivita), požadovaný stupeň homogenizace, skladovatelnost materiálu, atd.. Všechny tyto aspekty mají vliv na výběr typu skládky a metodu jejího zakládání. V současné době se k těmto požadavkům stále více přiřazuje ochrana životního prostředí, zejména kvůli prašnosti při zakládání venkovních skládek. Pro skládkování sypkých materiálů je používáno množství rozličných strojů.

Cílem této diplomové práce je návrh vahadla univerzálního skládkového stroje. Požadavkem je konstrukce vahadla pro dva typy uložení pojezdových kol, a to ve valivých a kluzných ložiscích.

## 2. Skládkování sypkých materiálů

V dnešní době je důležité hospodárné nakládání se základními surovinami a palivy. K hospodárnému nakládání a racionálnímu využití základních surovin vedou jejich rostoucí ceny a vzdalování lokalit těžby od místa jejich následného zpracování. Zpracovatelé základních surovin si vytváří dostatečné zásoby materiálů, které zpracovávají a spotřebovávají v technologickém procesu. Skládkování tedy slouží například pro havarijní, homogenizační a technologické účely (Tab. 1).

**Tab. 1 – účel a podmínky skladování sypkých materiálů [2]**

Účel budování skládky sypkých materiálů	Homogenizace	Průběh zakládání a odběr materiálu
Vyrovnaní rozdílů mezi dodávkou a spotřebou materiálu (běžné provozní skládky).	Vůbec nebo jen s velmi nízkou účinností (náhodně)	Není nutné, aby probíhal současně a kontinuálně
Vytvoření dostatečné zásoby materiálu pro případ výpadku v dopravě nebo havárie (havarijní skládky), předzásobení pro období zvýšené spotřeby (uhlí - zimní období).		
Zvládnutí všech operací souvisejících s přepravou a překládáním materiálu (přístavní skládky a překladiště).		
Zajištění trvalého přísunu materiálu do výrobního procesu.	Může a nemusí být dosahováno určitého stupně účinnosti	Nutný plynulý odběr, někdy musí probíhat současně
Zprůměrnění chemických vlastností jednoho druhu materiálu (např. různý obsah Fe v železné rudě).	Dosahováno vysokého stupně účinnosti	Řízené zakládání a odběr, téměř vždy kontinuální
Zprůměrnění fyzikálních vlastností jednoho druhu materiálu (např. zrnitost) v případě, že jeho chemické vlastnosti jsou závislé na fyzikálních, nebo je-li materiál s rozdílnými fyzikálními vlastnostmi nevhodný pro další zpracování.		
Směšování různých druhů materiálů před vstupem do technologického procesu (např. výroba aglomerátů a pelet).		

Významná je také možnost zprůměrnění fyzikálních a chemických vlastností surovin, tzv. homogenizace materiálu. Homogenizace je zakládání materiálu do tenkých vrstev tak, aby při jeho odběru procházel nabírací orgán pracovního stroje co největším počtem těchto vrstev. Tímto je zaručeno, že každý prvek nabíracího orgánu bude obsahovat určitý podíl materiálu z každé vrstvy.

### 3. Metody zakládání hromad

Způsoby zakládání hromad lze rozdělit dle následujících hledisek:

Podle tvaru založené hromady:

- podélné skládky,
- kruhové skládky.

Podle průřezu založené hromady:

- trojúhelníkové,
- lichoběžníkové.

#### 3.1 Podélné skládky

Osa hromady je přímá (posuzováno dle tvaru půdorysu jednotlivých hromad materiálu) a příčný průřez hromady je lichoběžníkový nebo trojúhelníkový (Obr. 1).



Obr. 1 – Podélná skládka [12]

##### 3.1.1 Metoda „CONE – SHELL“ – metoda kuželových vrstev

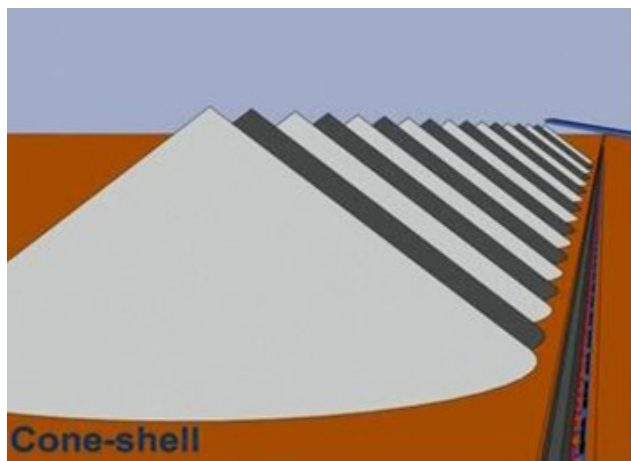
Skládku vytvoříme tak, že nejdříve se pod přirozeným sypným úhlem materiálu vytvoří první kužel do plné výšky hromady a poté jsou k němu postupně přisypávány jednotlivé kuželové vrstvy do plné délky hromady (Obr. 2).

Zakládání hromad touto metodou se realizuje shazovacím vozem nebo příčným pojízdným pásovým dopravníkem. Zakládací zařízení pojíždí během vlastního zakládání přerušovaně po kolejišti v časových intervalech odpovídající době založení jednotlivých kuželových vrstev.



U této metody zakládání dochází u materiálů s velkými rozdíly v zrnitosti k segregaci hrubých frakcí ve spodních a vnějších vrstvách hromady. Velká pádová výška je příčinou vzniku prašnosti a dodrcování hrubých frakcí materiálu.

Z hlediska stupně účinnosti není tato metoda pro homogenizaci vhodná při kterémkoliv způsobu odběru. Kolejiště je uloženo na konstrukci vybudované z úrovně terénu (venkovní skládky) nebo na konstrukci střechy (kryté skládky).



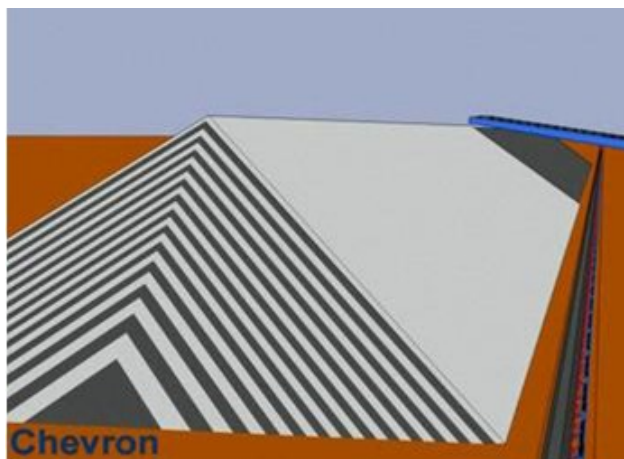
Obr. 2 – Hromady založené metodou „CONE – SHELL“ [13]

### 3.1.2 Metoda „CHEVRON“ – metoda trojúhelníkových vrstev

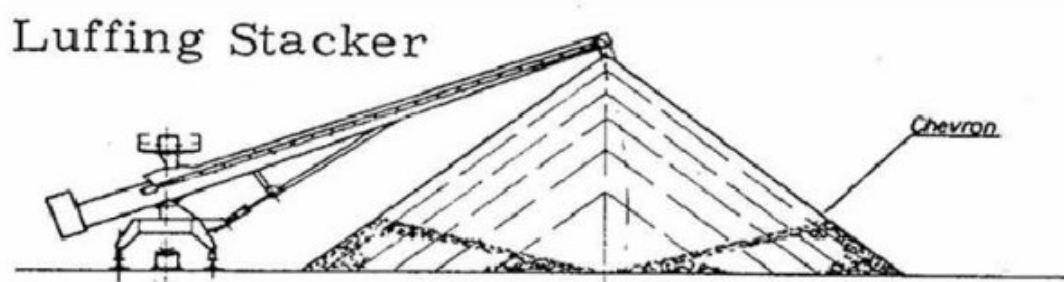
Nejdříve se na dně skládky po celé její délce vytvoří základní trojúhelníková vrstva, na niž se pod přirozeným sypným úhlem přisypávají oboustranně lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady. Úhel skládky zůstává teoreticky stejný (Obr. 3).

Může být zakládána stejnými zařízeními jako u metody „CONE – SHELL“, která po celou dobu zakládání pojíždějí plynule podél hromady po její celé délce. Zakladač se shazovacím vozem může mít výložník s dopravním pásem pevným nebo sklopným v rozsahu výšky hromady, což snižuje pádovou výšku na minimum a odstraňuje příčiny dodrcování hrubých frakcí materiálu a prašnost.

Rovněž zde dochází k segregaci hrubých frakcí ve vnějších a spodních vrstvách (Obr. 4). Při volbě vhodného způsobu odběru lze vliv segregace účinně potlačit a dosáhnout vysokého stupně účinnosti homogenizace.



Obr. 3 – Hromada založené metodou „CHEVRON“ [13]

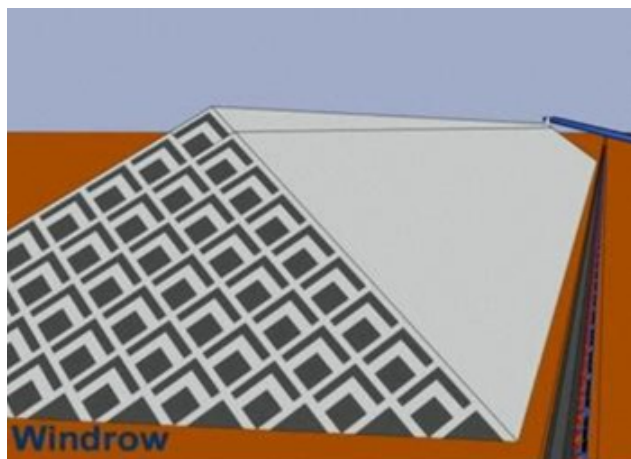


Obr. 4 – Důsledek granulometrické segregace u zakládání metodou CHEVRON [14]

### 3.1.3 Metoda „WINDROW“ – metoda kosočtverečných vrstev

Hromada na dně je po celé délce skládky tvořena základními trojúhelníkovými vrstvami založenými metodou „CHEVRON“, mezi které jsou pod přirozeným sypným úhlem přisypávány stejnou metodou kosočtverečné vrstvy, až do plné výšky hromady (Obr. 5).

Je zakládána zakladačem se shazovacím vozem, který po dobu zakládání pojíždí podél hromady. Výložník bývá většinou sklopný a spolu s dopravním pásem musí být otočný a to z důvodu uváděných již u metody „CONE – SHELL“ a „CHEVRON“. Segregace hrubých frakcí materiálu je u této metody zásadním způsobem potlačena. Stupeň účinností homogenizace je při vhodně zvoleném způsobu odběru vysoký.

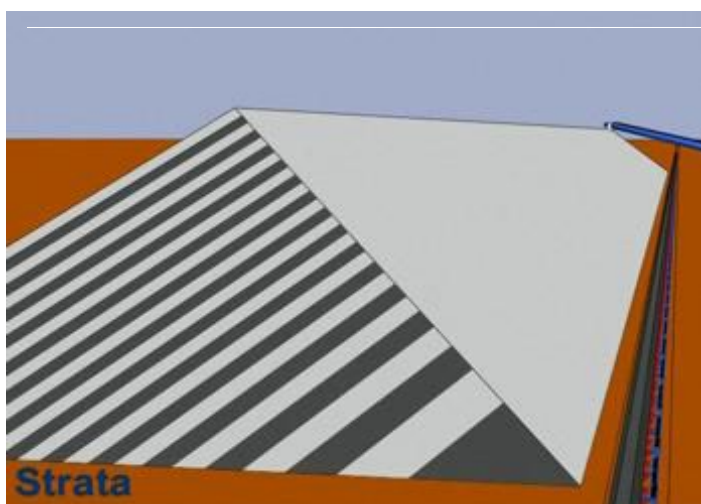


Obr. 5 – Hromada založená metodou „WINDROW“ [13]

#### 3.1.4 Metoda „STRATA“

Taktéž vychází ze základní trojúhelníkové vrstvy, ke které jsou jednostranně pod přirozeným sypaným úhlem po celé délce hromady přisypávány lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady (Obr. 6).

Zakládání probíhá zakladačem se shazovacím vozem, výložník s dopravním pásem musí být otočný a sklopný. Ve spodní části vrstev dochází k segregaci hrubých frakcí materiálu. U této metody je nejvyšší počet uložených vrstev a tím je při vhodně zvoleném způsobu odběru vysoká účinnost homogenizace.



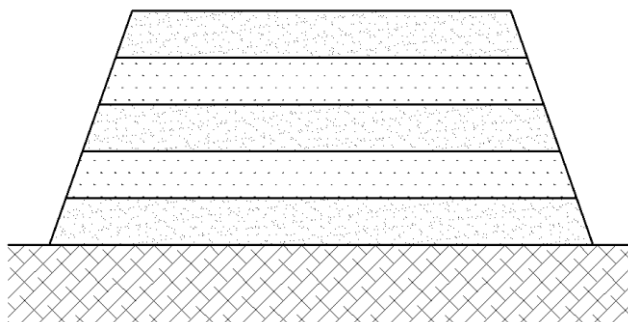
Obr. 6 – Hromada založená metodou „STRATA“ [13]

#### 3.1.5 Metoda „QUINCUNX“

Hromada je po celé své délce tvořena vodorovnými lichoběžníkovými vrstvami, kladenými jedna na druhou, až do plné výšky hromady (Obr. 7).

K zakládání hromady slouží shazovací vůz s teleskopickou výsypkou, ta plynule pojíždí nad pásem v konstrukci mostu zakladače po celé šířce hromady. Na okrajích hromady se celý most přesune o šířku zakládané vrstvy.

U této metody zakládání nedochází k segregaci materiálu, při vhodně zvoleném způsobu odběru je dosahováno vysokého stupně homogenizace. Velká pádová výška může způsobovat dodrcování materiálu a je příčinou prašnosti, ta je částečně omezena teleskopickou výsypkou. Vzhledem ke svým rozměrům je tento zakladač určen pro venkovní skládky.



**Obr. 7 – Hromada založená metodou QUINCUNX [14]**

### 3.2 Kruhové skládky

Osou hromady je kružnice a příčný průřez hromad je ve většině případů lichoběžníkový (Obr. 8).



**Obr. 8 – Kruhová skládka [13]**

Stejně jako u podélných skládek, mohou být i skládky kruhové venkovní nebo kryté. Hromady kruhových skládek mohou být zakládány metodami „CONE – SHELL“ a „CHEVRON“ (používají se i u podélných hromad), nebo metodou „CHEVCON“.



### 3.2.1 Metoda „CONE – SHELL“ a „CHEVRON“.

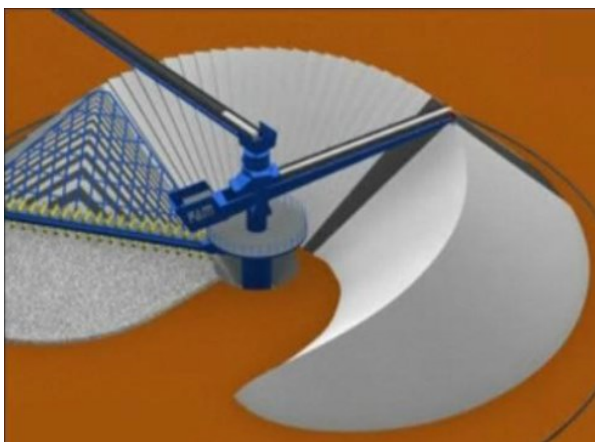
Zakladač je tvořen sklopným výložníkem s dopravním pásem, který je otočný o 360° kolem centrálního sloupu skládky. Zakládání probíhá za stálého otáčení tohoto výložníku. Vlastnosti hromad jsou stejně jako u přímých, založených těmito metodami. Metoda „WINDROW“ se nepoužívá, poněvadž vyžaduje neúnosně komplikované strojní zařízení.

### 3.2.2 Metoda „CHEVCON“

Původně vyvinuta pro kruhové skládky, pro technickou náročnost používána i pro skládky podélné. Zakládání je realizováno výložníkem s dopravním pásem otočným o 360° a sklopným v rozsahu výšky zakládané hromady.

Výložník se během zakládání pootáčí kolem centrálního sloupu vlevo a vpravo o určitý konstantní úhel a současně se zvedá a spouští, tak aby kopíroval poslední založenou vrstvu. Pohybuje se zhruba 0,5 m nad jejím povrchem.

Dochází k segregaci materiálu, kterou lze vyloučit vhodnou metodou odběru. Nedochází k dodrcování hrubých frakcí materiálu a prašnosti, díky malé pádové výšce. Dosahujeme vyššího počtu současně odebíraných vrstev než u jiných metod, tím pádem i vyššího stupně účinnosti homogenizace.



Obr. 9 – Metoda „CHEVCON“ [13]

## 4. Skládkové stroje

Skládkové stroje jsou posledním článkem řetězce dobývání – doprava – skladování natěženého materiálu. Tyto stroje buď skládku tvoří – zakládače, nebo z ní materiál odebírají – nakládače a shrnovače.

Zatímco zakládače nemají žádný nabírací orgán – je zde pouze násypka a jeden nebo více pásových dopravníků, nakládače materiál nabírají ze skládky pomocí nabíracího orgánu, kterým bývají korečky upevněné na kolese (podobně jako u kolesových rýpadel), nebo na korečkovém řetězu vedeném v korečkovém výložníku (podobně jako u korečkových rýpadel). Nabraný materiál je přesypán nejčastěji na pásový dopravník vedoucí již přímo k místu spotřeby skladovaného materiálu. Nakládače na rozdíl od rýpadel však pracují s již narušeným, sypkým materiálem různé kusovitosti. Proto jejich konstrukce je v porovnání s rýpadly o stejné výkonnosti lehčí, výroba je jednodušší.

### 4.1 Rozdělení skládkových strojů

Skládkové stroje se člení na:

- naběrače a shrnovače,
- zakládače.

Stroje pro odebírání a odsun sypkých materiálů z tělesa skládky se dělí na:

- naběrače a shrnovače s čelním odběrem,
- naběrače a shrnovače s bočním odběrem.

Dobývání hromad je prováděno shrnovači a naběrači, na které jsou kladeny následující požadavky:

- zaručení vysoké homogenizace při odebírání materiálu ze skládky,
- odtěžování dostatečného množství materiálu v krátkém čase,
- kontinuální a pokud možno málo kolísavý výstupní tok materiálu.

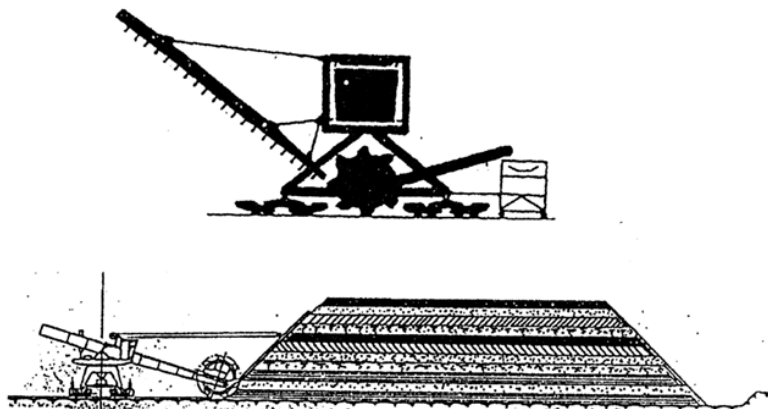
### 4.2 Čelní naběrače a shrnovače

Čelní naběrače a shrnovače odebírají materiál z celého čela hromady současně. Jsou konstruovány v různých modifikacích lišících se stavbou, pojezdem nebo dobývacím ústrojím.

Podle stavby a použitého dobývacího orgánu rozlišujeme:

- kolesový naběrač
- kolesový mostový naběrač

- barelový naběrač
- mostový shrnovač
- dskový shrnovač



Obr. 10 – Čelní kolesový naběrač [2]

#### 4.2.1 Kolesový mostový naběrač

Skládá se z brány, která má přibližně tvar hromady a slouží k dopravě materiálu ke kolesům u paty hromady. Sklon brány je měnitelný. Další částí naběrače je most, který vede napříč hromadou a je na něm uloženo jedno nebo více koles, která se po mostě plynule pohybují vlevo a vpravo, rovněž jako brána. (Obr. 11)

Materiál je korečky dopravován na podávací pásy každého kola a odsud na sběrný pás naběrače a dále na odsunový skládkový pás.



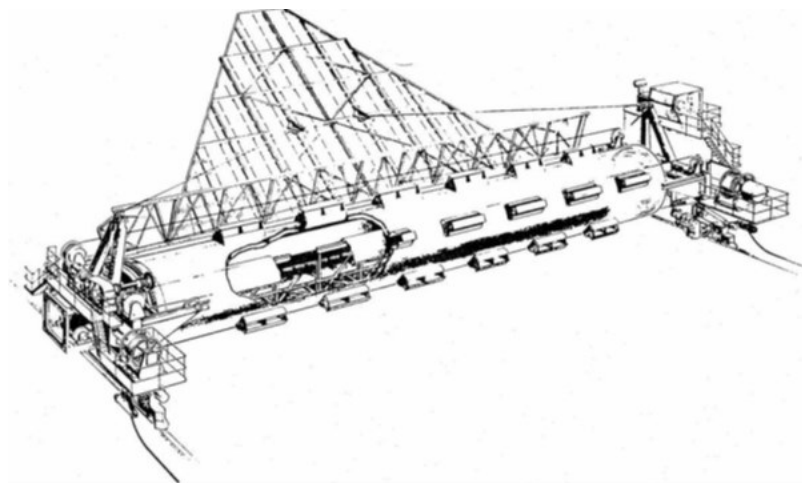
Obr. 11 – Kolesový mostový naběrač [13]

Naběrače mohou pracovat na venkovních i krytých skládkách s hromadami trojúhelníkových průřezů. Nabírání materiálu probíhá pouze v jednom směru postupu. Po vybrání celé hromady může být naběrač příčně přemístěn na hromadu novou.

Jednodušší provedení je most jen s jedním pojízdným kolem. Nelze ho použít k homogenizaci materiálu, který má sklon k segregaci, neboť v okrajových částech hromady nabírají korečky kola pouze tento segregovaný materiál.

#### **4.2.2 Barelový naběrač**

Je používán pro čelní odběr hromad trojúhelníkových průřezů. Nabírací orgán tvoří kolo stejně široké jako pata hromady. Je uloženo na mostě, který vede napříč hromadou. Kolo je osazeno mnoha širokými korečkami, které předávají nabíraný materiál na dopravní pás, jenž je umístěn uvnitř mostu. Před i za kolem se pohybuje brána ve tvaru průřezu hromady (Obr. 12). Vzhledem k účinkům brány je i zde dosahováno dobrých výsledků homogenizace, které neovlivní ani segregace materiálu.



Obr. 12 – Barelový naběrač [14]

#### **4.2.3 Mostový shrnovač**

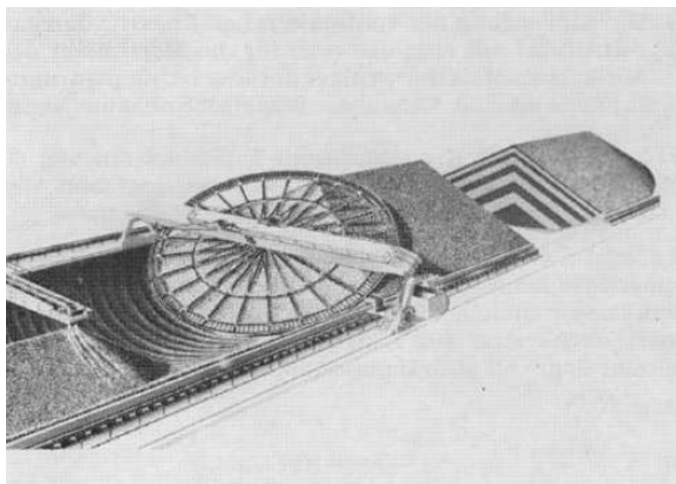
Materiál se u paty hromady nabírá hřebly shrnovacího řetězu a je příčně po dně skládky dopravován na dopravní odsunový pás, který je umístěn podél hromady. Shrnovací řetěz kopíruje dno skládky, které může být podle uspořádání odsunového pásu vodorovné nebo šikmé (Obr. 13). Před shrnovacím řetězem je na jedné (v případě odběru z hromady jedním směrem postupu shrnovače) nebo na obou stranách (při možnosti postupu shrnovače oběma směry) uložena brána, jejíž funkce již byla popsána. Během odběru shrnovače plynule pojíždí po kolejnicích, umístěných podél obou stran hromady.



Obr. 13 – Mostový shrnovač [14]

#### 4.2.4 Diskový shrnovač

Diskový shrnovač je zařízení, jehož pracovní orgán je tvořen 24 rameny a kruhovým lemem na okraji. Disk koná plynulý rotační pohyb při současném pomalém pojezdu stroje. Disková konstrukce je skloněna o úhel shodný se sypným úhlem dopravovaného materiálu (Obr. 14). Koná otáčivý pohyb, čímž vynáší materiál k přepadové hraně, kde je umístěn odsunový skládkový dopravník.



Obr. 14 – Diskový shrnovač [14]

### 4.3 Boční naběrače a shrnovače

Boční naběrače a shrnovače pracují svými dobývacími orgány kolmo k ose skládky. Odebírání materiálu z hromady probíhá otáčejícím se kolemem či hřebly upevněnými na shrnovacím řetězu.

#### 4.3.1 Kolesový výložníkový naběrač

Vyznačuje se výškově stavitelným výložníkem s otáčejícím se kolem, které odebírá materiál z horní části hromady a přes výložníkový dopravní pás jej předává na odsunový skládkový dopravník. Přitom se kolesový výložník neustále otáčí (Obr. 15).

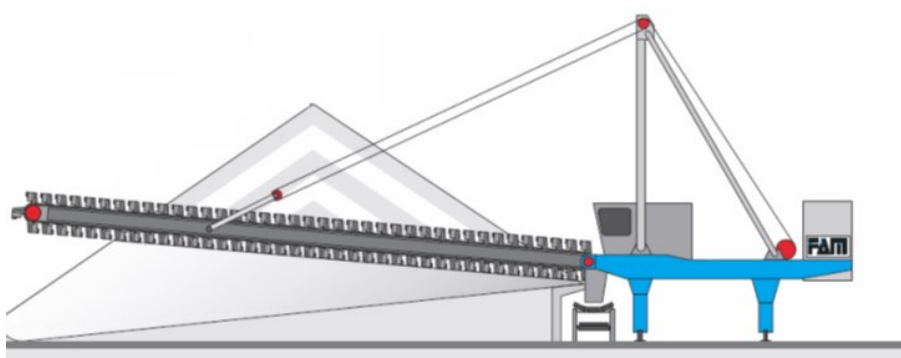
Odběr hromady probíhá bočně po lávkách. Po odebrání lávky po celé délce hromady vyběhne koleso z hromady a kolesový výložník je spuštěn o výšku lávky do nižší polohy a dochází k odebírání první třísky z nové lávky. Tento postup se opakuje, až do vybrání celé hromady. Lávky jsou vysoké přibližně jako polovina průměru kola. Naběrač může pojíždět po kolejnicích nebo na housenicovém podvozku.



Obr. 15 – Kolesový výložníkový naběrač FAM [13]

#### 4.3.2 Boční shrnovač

Hřebla shrnovacího řetězu dopravují materiál na odsunový dopravní pás, umístěný pod přepradovou hranou skládky, za současného plynulého pojezdu shrnovače podél hromady. Pojezd shrnovače se uskutečňuje po kolejích podél hromady, v krajních polohách je vodič spuštěn do záběru a je odebírána další tříska při zpětném pojezdu celého stroje (Obr. 16).

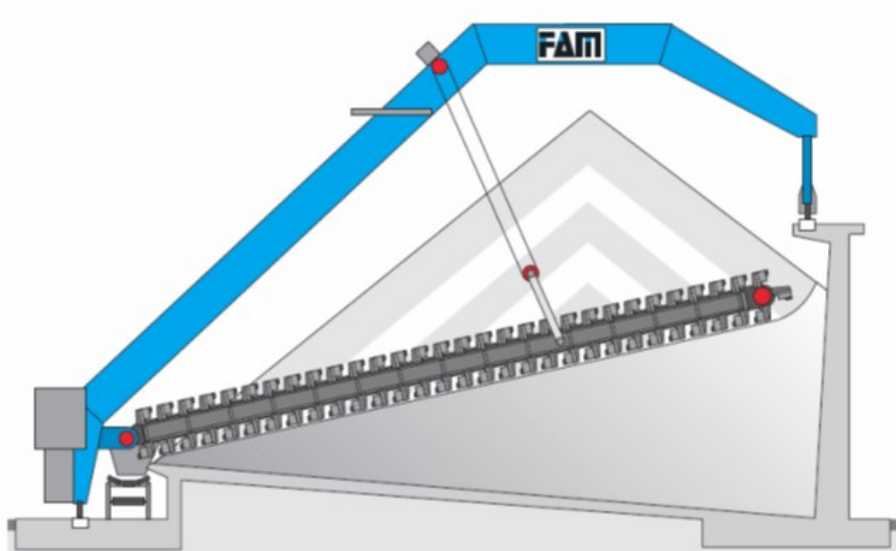


Obr. 16 – Boční naběrač FAM [13]



### 4.3.3 Poloportálový shrnovač

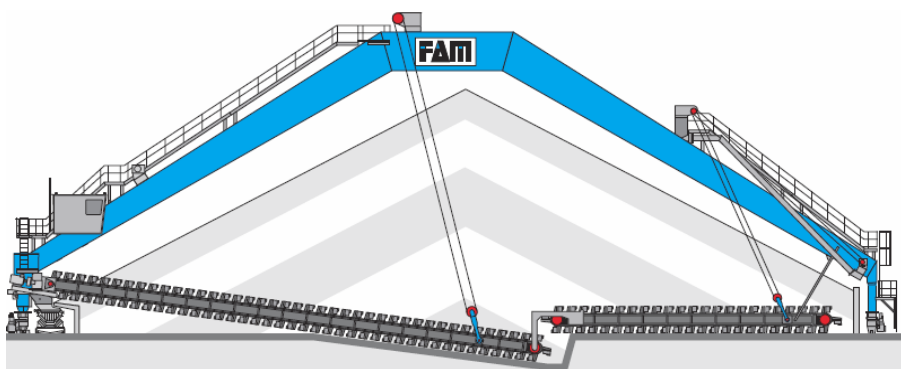
Od bočního shrnovače se liší pouze nosnou konstrukcí a umístěním kolejnic pro pojezd v různé úrovni po obou stranách hromady, což může být v některých případech výhodné (Obr. 17). Rozpětí poloportálu je úměrné délce vodiče shrnovacího řetězu.



Obr. 17 – Poloportálový shrnovač FAM [13]

### 4.3.4 Portálový shrnovač

Práce portálového shrnovače je stejná jako u poloportálového, konstrukce se liší uložením pojezdů ve stejné úrovni, u paty hromady. Shrnovací řetěz bývá pro větší výkony dvojitý a pro větší šířky hromady bývá vybaven ještě pomocným shrnovacím řetězem, často také dvojitým, umístěným na opačném konci portálu, než je odsunový pás (Obr. 18). Jeho úkolem je dopravovat materiál ke špičce hlavního shrnovacího řetězu.

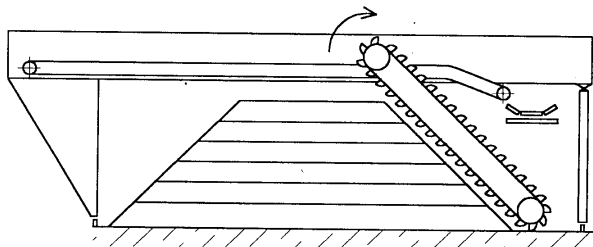


Obr. 18 – Portálový shrnovač FAM [13]

### 4.3.5 Portálový korečkový naběrač

Nabírá materiál z hromady korečky a předává na dopravní pás uložený v konstrukci mostu. Materiál dále putuje na odsunový skládkový pás umístěný podél celé hromady.

Pojezd portálu je uskutečňován na kolejovém podvozku, přičemž kolejnice jsou umístěny podél celé hromady (Obr. 19). Na okraji hromady se vodič korečkového řetězu přesune do záběru o tloušťku třísky, která je odebírána při opačném pojezdu portálu.



Obr. 19 – Portálový korečkový naběrač [2]

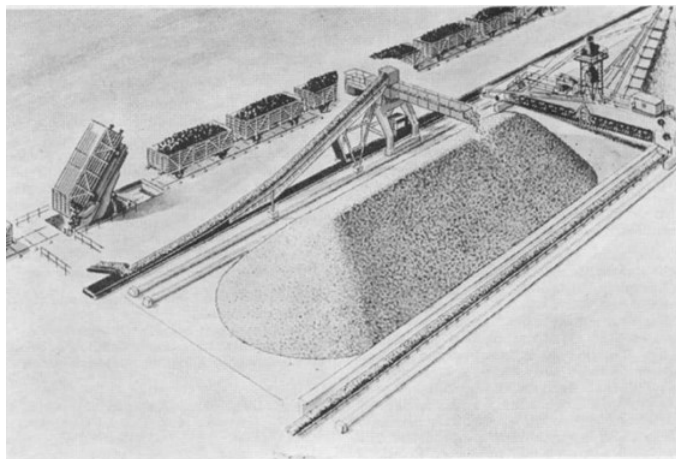
## 4.4 Zakladače

Zakladače jsou stroje pro zakládání vytěžené skrývky na skládku. Podle způsobu transportu vytěžené skrývky na skládku se rozlišují zakladače:

- kolejové,
- pásové.

### 4.4.1 Kolejové zakladače (s nabíracím zařízením)

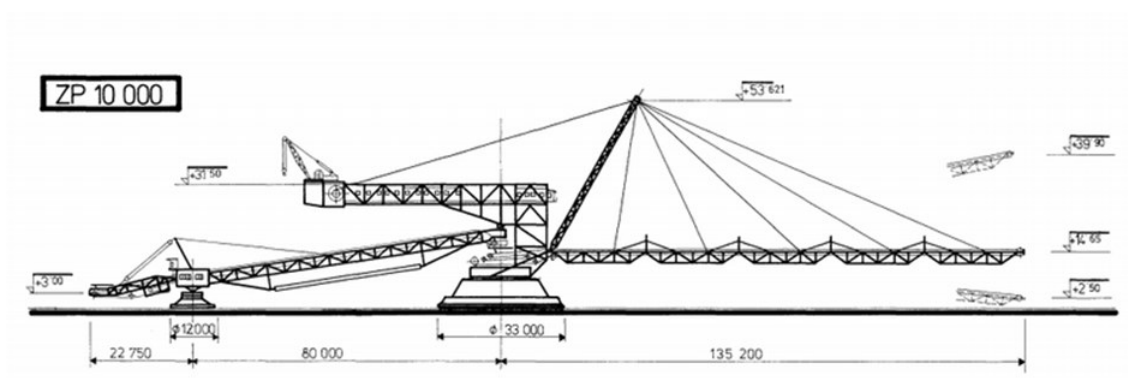
Skrývka se dopravuje vlakovými soupravami složenými z bočně výklopných LH vozů (Obr. 20). U zakladače je skrývka vysypávána do koryta, odkud je nabírána a dopravním zařízením dopravována na výložníkový pás a výsypku. Pojezd je realizován jako kolejový, zakládací výložník příhradové konstrukce je zavěšený na ocelové konstrukci zakladače a umožňuje zdvihový pohyb. Nosná konstrukce se dělí na horní otočnou stavbu a spodní stavbu, která zajišťuje přenos zatížení do kolejového podvozku. Nabírací zařízení tvoří korečkový řetěz s korečky, který je v korytě odváděn přes vratný turas.



Obr. 20 – Zakládání materiálu ve spojení s kolejovou dopravou [14]

#### 4.4.2 Pásové zakladače (bez nabíracího zařízení)

Pásové zakladače pracují ve spojení s dálkovou pásovou dopravou. Dopravovaný materiál se odebírá shazovacím vozem v kterémkoliv místě pásového dopravníku a předán na spojovací pás zakladače. Dále materiál putuje přes výložníkový pás na vlastní výsypku. Pro pásový zakladač se používá housenicový nebo kráčivý podvozek (Obr. 21).



Obr. 21 – Pásový zakladač ZP 10 000 [15]

## 5. Podvozky skládkových strojů

Skládkové stroje používají dva typy podvozků a to:

- kolejové,
- housenicové.

Na podvozky skládkových strojů jsou kladeny následující požadavky [5]:

- zabezpečení stability stroje,
- zabezpečení dovolených měrných tlaků na podložku,
- zabezpečení požadované manévrovatelnosti dané technologickým procesem,
- zabezpečení spolehlivého zabrzdění stroje,
- zabezpečení potřebné pracovní a transportní rychlosti pohybu,
- zabezpečení plynulého rozběhu a brzdění.

### 5.1 Kolejové podvozky

Musí splňovat již výše zmiňované požadavky kladené na pojezdové ústrojí, ale také přenášet do kolejnice s hmotností stroje i nepříznivé vlivy, jako např. účinky větru, rypných odporů, vnějších sil, sklon ve směru kolejí a kolmo na ně apod.

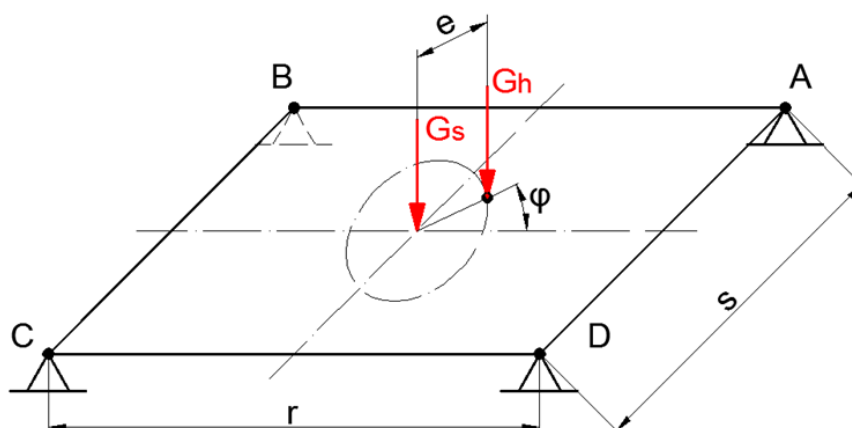
Velkostroje s kolejovým podvozkem mají obvykle podvozek řešený vahadlovým systémem, opírající se o spodní rám spodní stavby stroje a to ve třech nebo čtyřech bodech, z čehož vyplývá, že je buď staticky určitý, nebo neurčitý. Uložení je tedy čtyř nebo trojbodové. [5]

#### 5.1.1 Čtyřbodové uložení

Výslednice sil horní stavby je složená z hmotnosti spodní stavby rýpadla ( $G_s$ ) a z hmotnosti horní stavby rýpadla ( $G_h$ ). Výslednice působí na horní rám spodní stavby, není umístěna ve středu, ale pohybuje se po kružnici dané excentricitou ( $e$ ).

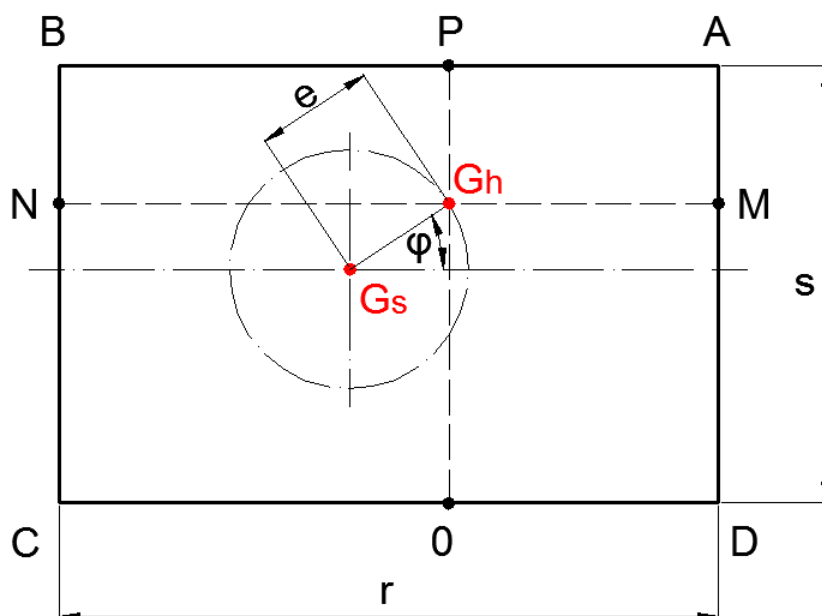
Existuje několik způsobů řešení tohoto výpočtu:

- a) základní řešení (Obr. 22) – účelem tohoto řešení je vyřešit neznámé reakce v podpěrách (bodech A, B, C, D) pomocí rovnováhy sil, momentových podmínek a deformačních podmínek,



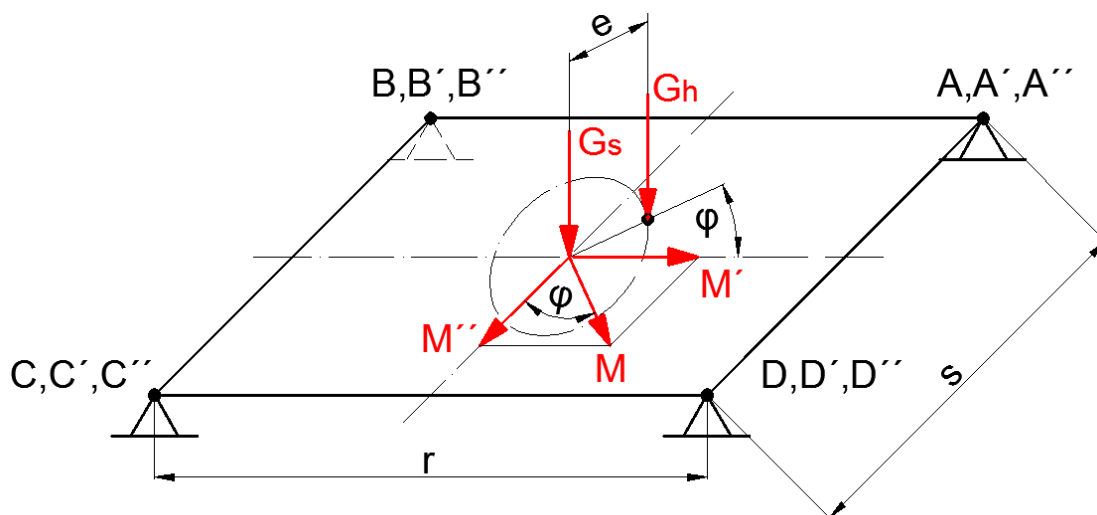
Obr. 22 – Čtyřbodové uložení spodního rámu spodní stavby rýpadla [5]

- b) Andréův způsob (Obr. 23) – rám stroje se rozdělí fiktivními nosníky MN a OP,



Obr. 23 – Andréův způsob řešení [5]

- c) Montagnonův způsob (Obr. 24) – tímto způsobem dosahujeme přesnějšího výsledku než u předchozí metody. Excentricky působící výslednici ( $G_h$ ) přesuneme do středu a rovnovážný stav doplníme momentem ( $M$ ). Reakce  $A'$  resp.  $A''$  jsou doplňkové reakce způsobené momentovými složkami  $M'$  resp.  $M''$ .

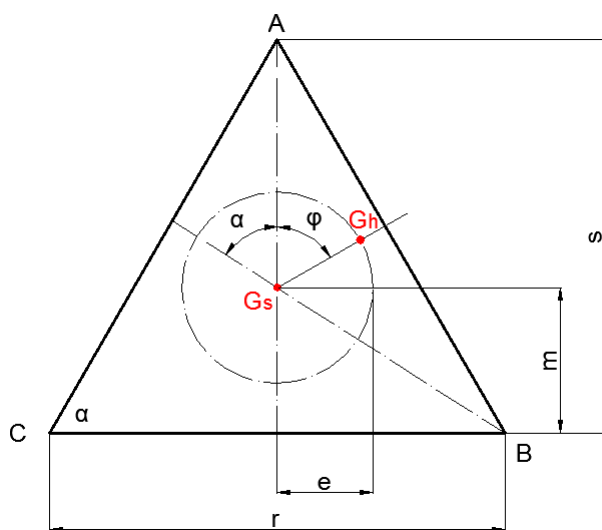


Obr. 24 – Montagnonův způsob řešení [5]

### 5.1.2 Tříbodové uložení

Nejčastěji používané uložení velkstrojů s kolejovým podvozkem. Dvoubodová podpora má vahadlový systém konstruován tak, aby byl v každém vahadlovém kloubu zajištěn relativní pohyb vahadel kolem osy svislé a osy kolmé na směr kolejí a směr natočení kolem osy rovnoběžné s kolejemi musí být zablokován. Na straně jednobodové (vyrovnávací) podpory je vahadlo konstruováno obdobně jako u dvoubodové, ale spojení mezi ním a rámem stroje tvoří kulový čep, který zaručuje pohyb podvozku všemi směry. Oba podvozkové systémy tvoří velký portál (Obr. 25).

Vlastní velikosti reakcí A, B, C od vertikálních sil vypočteme z momentových podmínek. [5]



Obr. 25 – Tříbodový způsob uložení [5]

## **5.2 Housenicové podvozky**

Technologie dobývání v bloku a konstrukce kolesových rýpadel bez výsuvu kolesového výložníku vede k použití housenicových podvozků. S porovnáním s kolejovými mají tyto výhody:

- odpadají práce s výstavbou a údržbou kolejiště,
- možnost pohybu v terénu,
- možnost jízdy s vyšším stoupáním,
- možnost průjezdu oblouku s menším poloměrem,
- vysoká bezpečnost proti ujetí vzhledem k vysokým jízdním odporům.

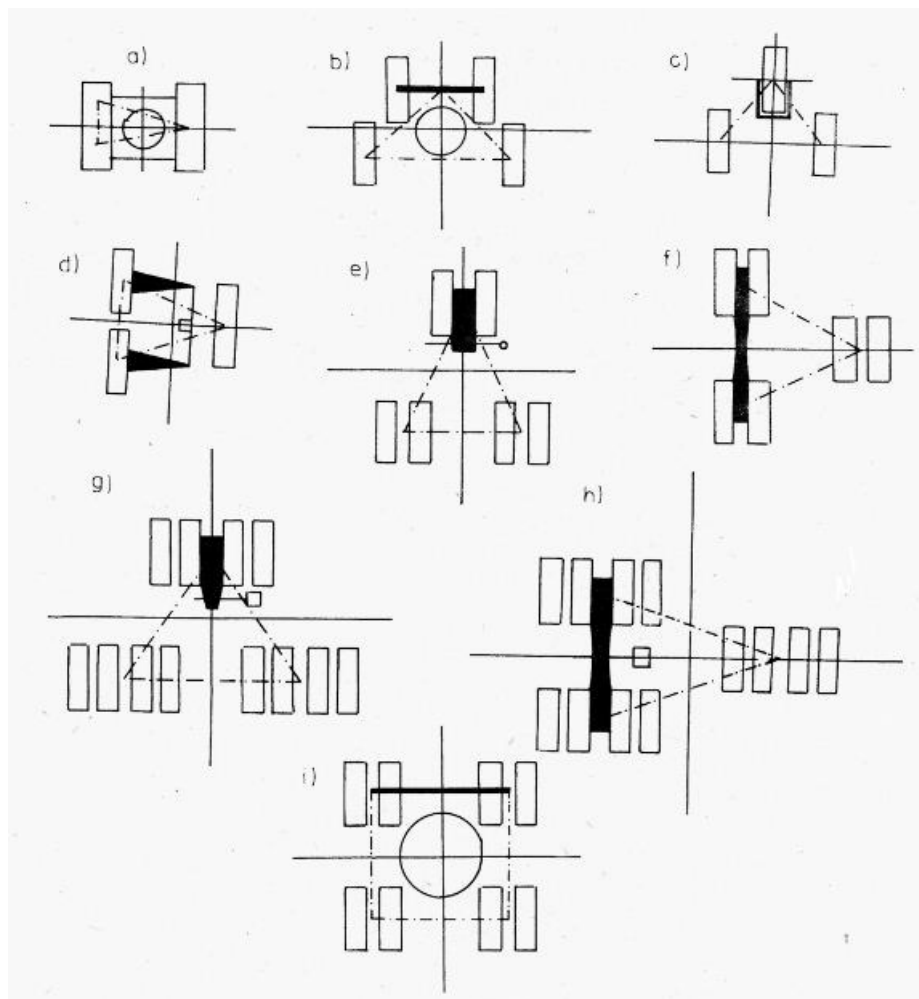
K nevýhodám patří:

- velký jízdní odpor → nutnost velkých pohonných jednotek,
- vysoká provozní hmotnost,
- vysoké opotřebení točivých kloubových částí podvozku,
- náchylnost k boření, tím způsobená zhoršená manévrovatelnost,
- nebezpečí skluzu při příčném sklonu.

### **5.2.1 Systémy a typy housenicových podvozků**

**Systém** – obecné schéma uspořádání podvozku určeného počtem pásů (Obr. 26).





**Obr. 26 – Systémy housenicových podvozků včetně schéma řízení [5]**

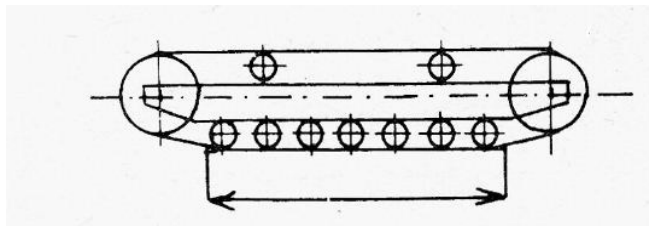
a- dvouhousenicový, b- čtyřhousenicový, c - trojhousenicový symetrický, d –trojhousenicový nesymetrický, e- symetrické uspořádání s třemi páry housenic, f - nesymetrické uspořádání s třemi páry housenic, g - symetrické uspořádání se zdvojenými páry housenic, h - nesymetrické uspořádání se zdvojenými páry housenic, i – čtyřhousenicový s páry housenic

**Typ** – konstrukční uspořádání tzn. tvar, počet a sestavení opěrných a pojezdových kladek, nosiče housenic, napínání apod.

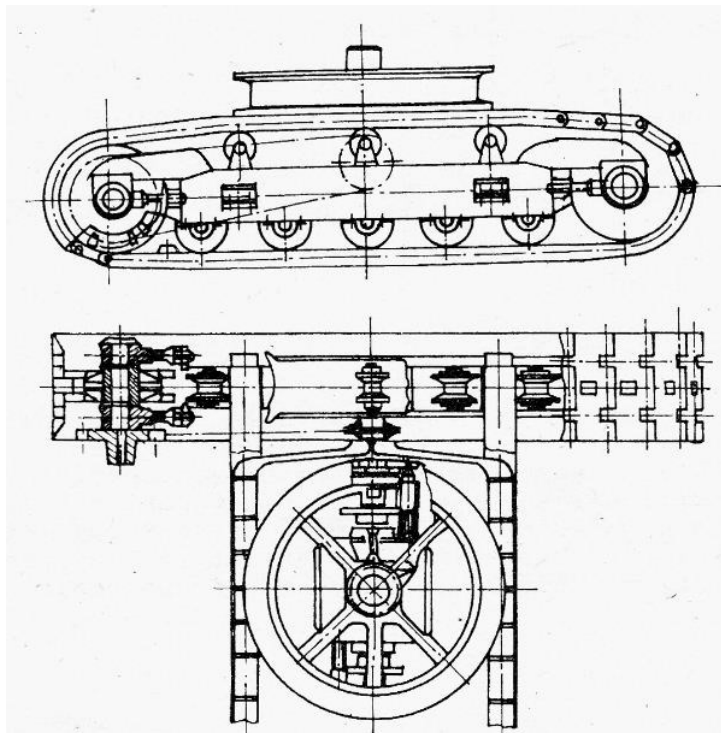
### Základní hlediska zatřídění typu housenicového podvozku

Podle způsobu uložení stroje na podvozek se dělí na:

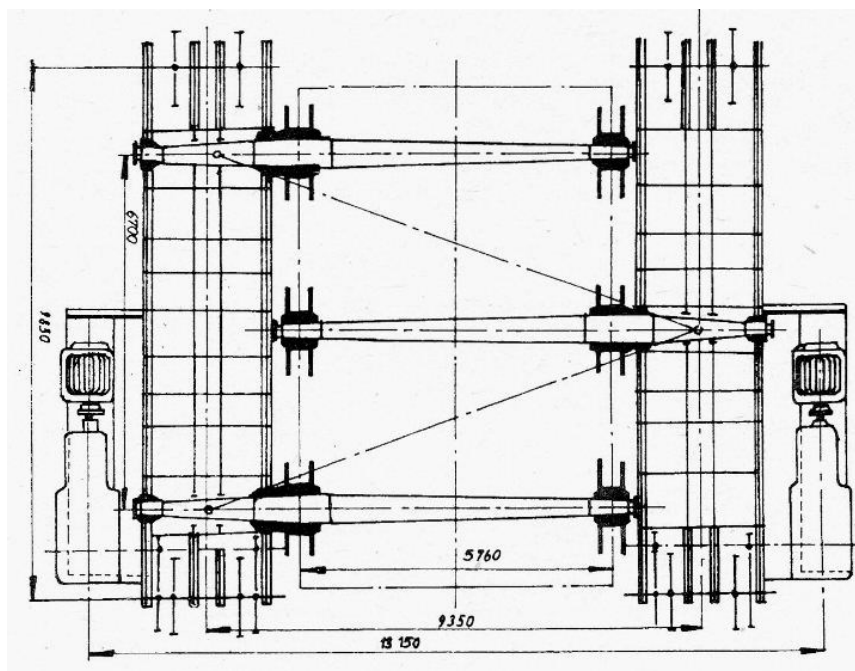
- vícebodové uložení (Obr. 27),
- čtyřbodové uložení (Obr. 28),
- tříbodové uložení dvouhousenicových podvozků (málo používané) (Obr. 29),
- tříbodové uložení vícehousenicových podvozků.



Obr. 27 – Vícebodové uložení dvouhousenického podvozku [5]



Obr. 28 – Čtyřbodové uložení dvouhousenického podvozku [5]



Obr. 29 – Třibodové uložení dvouhousenického podvozku [5]

Podle způsobu natáčení stroje:

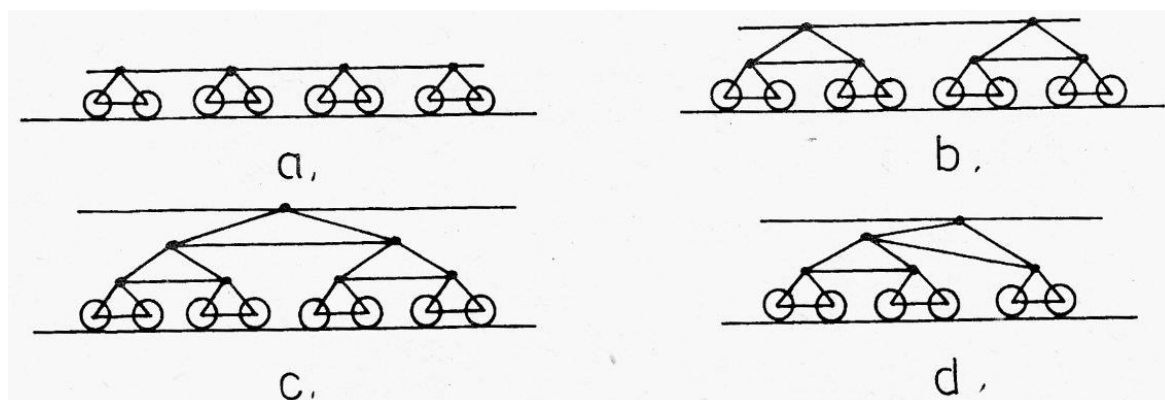
- s neřiditelnými housenicemi (k natáčení dochází rozdílnými rychlostmi jednotlivých housenicových pásů – dvouhousenicové podvozky),
- s řiditelnými housenicemi (vícehousenicové podvozky).

Podle mechanismu řízení housenic:

- pohybovým šroubem,
- hydraulickými válci,
- lanovým mechanismem.

Podle konstrukce pojezdových vahadel:

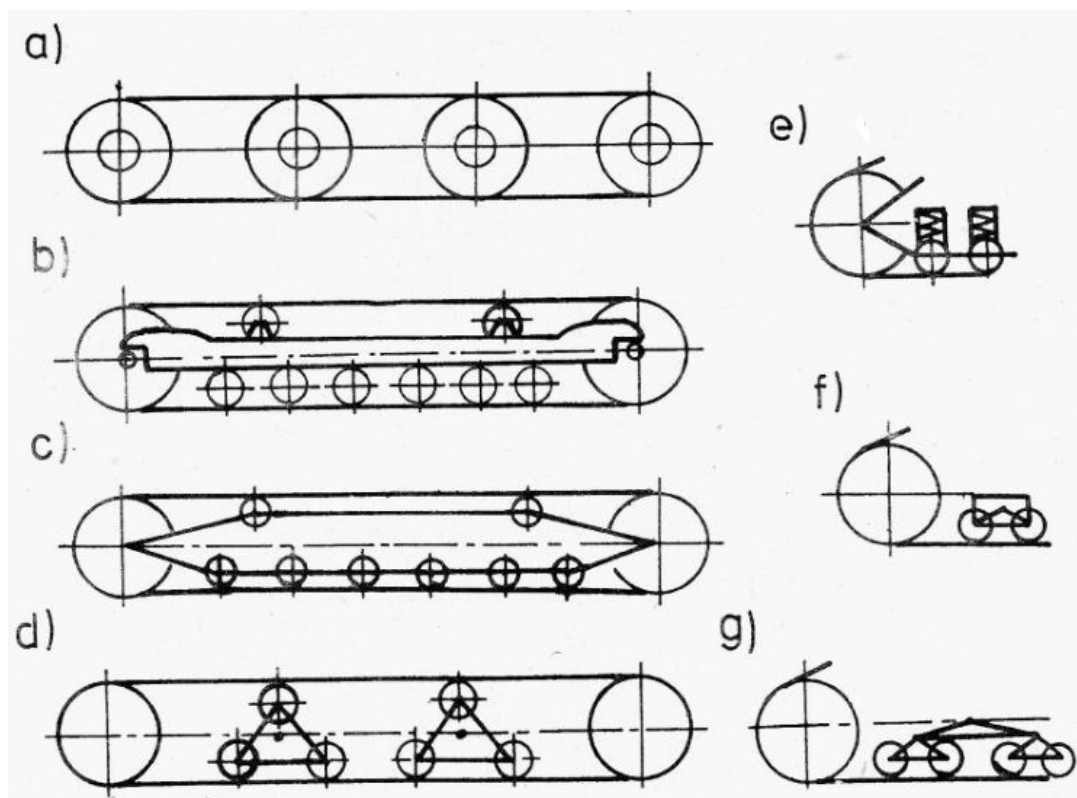
- jednostupňové (Obr. 30 a),
- dvoustupňové (Obr. 30 b),
- třístupňové (Obr. 30c),
- kombinované (Obr. 30d).



**Obr. 30 – Schéma konstrukce pojezdových vahadel housenicových podvozků [5]**

Podle počtu opěrných kladek:

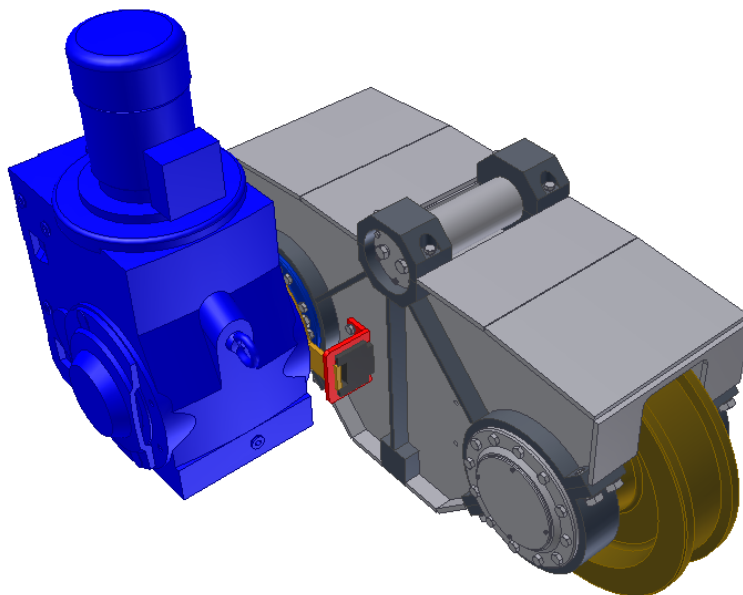
- s malým počtem (malý počet prvků, ale nebezpečí přenášení hmotnosti pouze na jednu kladku, nutnost tvrdého podkladu) (Obr. 31. a),
- s velkým počtem (pro konstrukci velkých podvozků (Obr. 31. b. c. d. e. f. g)).



Obr. 31 – Základní typy housenicových podvozků [5]

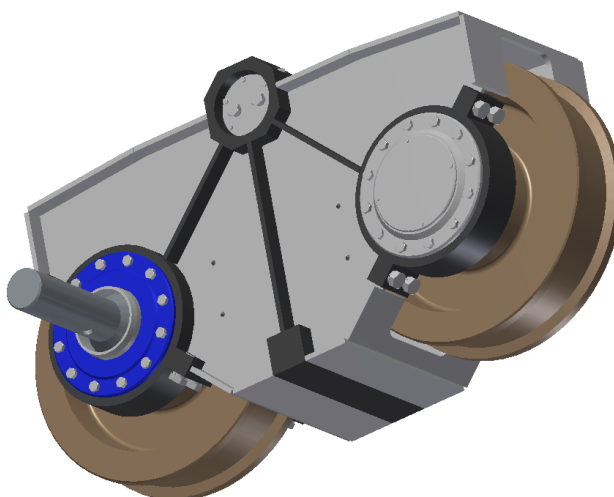
## 6. Popis konstrukce navrhovaného pojezdového mechanismu

Pojezdový mechanismus se skládá ze svařence rámu vahadla, v němž jsou uložena dvě pojezdová kola, a to poháněné a nepoháněné (Obr. 32).



Obr. 32 – Model pojezdového mechanismu

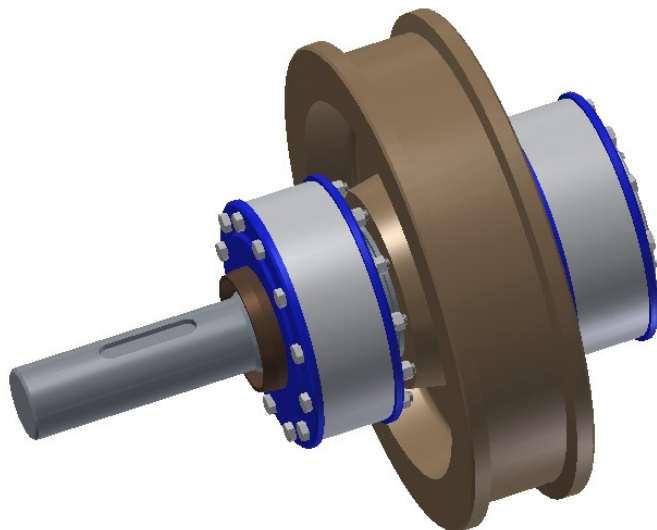
Rám vahadla je ve své spodní části vyztužen příčnou vzpěrou (Obr. 33), která má také bezpečnostní funkci. Tato spočívá v opření vzpěry o kolejnici v případě havárie či poškození některé z částí vahadla a zabránění tak převrácení stroje či částečné deformaci jeho rámu.



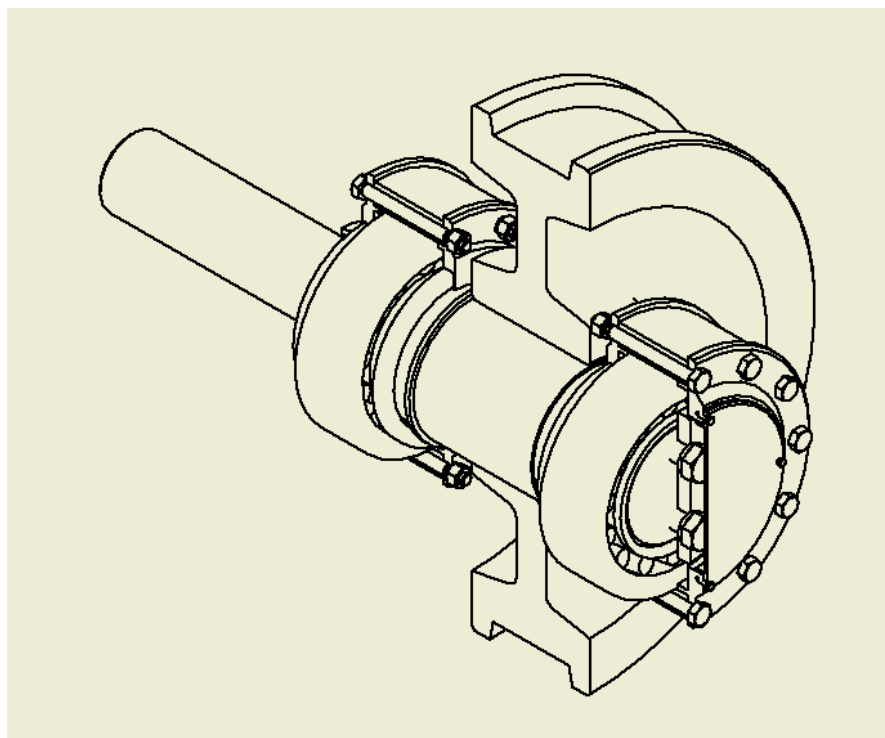
Obr. 33 – Detail příčné vzpěry

Pojezdová kola tvoří kompaktní jednotky (Obr. 34, 35), při jejichž návrhu jsem vycházel z rozměrů uvedených v normě DIN 15 090, která se zabývá pojezdovými jeřábovými koly.

V této normě je uvažováno uložení kol ve dvouřadých soudečkových ložiscích. Toto provedení tvoří první navrhovanou variantu.

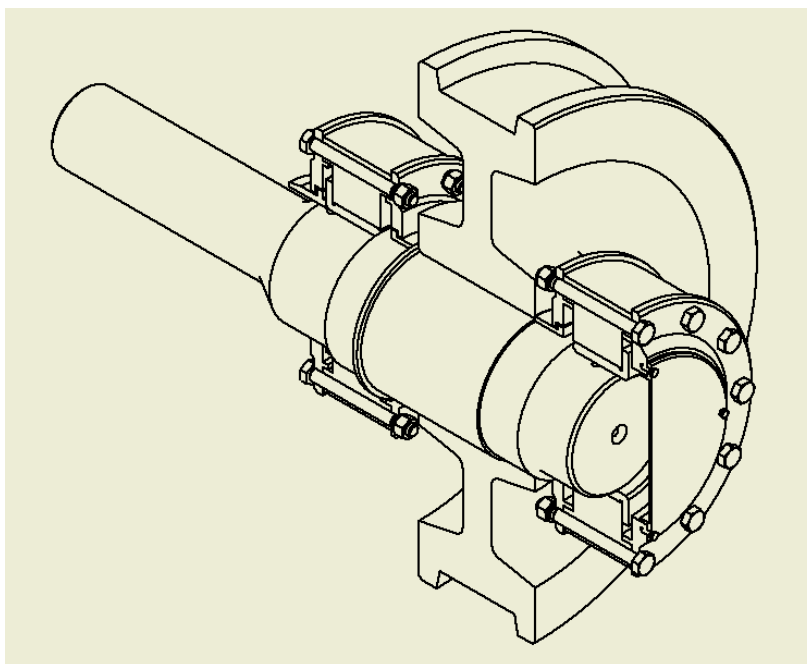


**Obr. 34** – Pojezdové kolo ve valivých ložiscích



**Obr. 35** – Detail uložení pojezdového kola ve valivých ložiscích

V druhé navrhované variantě uložení jsou aplikována kluzná ložiska (Obr. 36). Jejich rozměry jsou uzpůsobené lehké zaměnitelnosti za ložiska valivá bez výrazných konstrukčních zásahů do konstrukce dílů tvořících uložení kola.



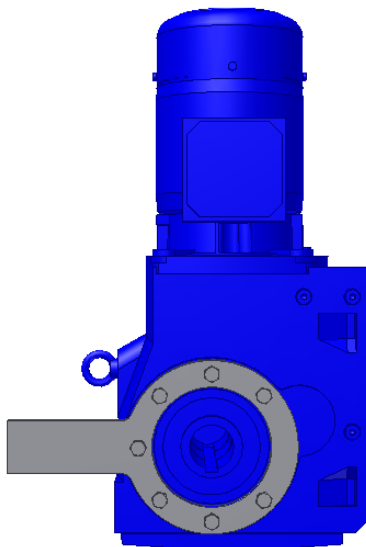
**Obr. 36** – Detail uložení pojezdového kola v kluzných ložiscích

Těsnění ložiskového prostoru může být provedeno pomocí hřídelových těsnících kroužků nebo pomocí labyrintového těsnění (Obr. 36).

Pro pohon pojezdového mechanismu navrhuji koncepci vícemotorového pohonu, tj. každé vahadlo bude mít poháněné jedno kolo vlastním kompaktním pohonem (převodovka + elektromotor). Při návrhu elektromotoru byla možnost výběru ze dvou variant a to buď s převodovkou plochou nebo kuželočelní. Pro návrh byla zvolena převodovka kuželočelní a to z důvodu menší šířky. Ta snižuje možnost zásahu pohonu při možném pádu cizího tělesa a také zlepšuje průjezdný profil. Převodovka je osazena dutou hřídelí, jež je nasunuta na válcový konec poháněného kola. Přenos krouticího momentu je proveden pomocí těsného pera. Každý tento rám má vlastní pohon.

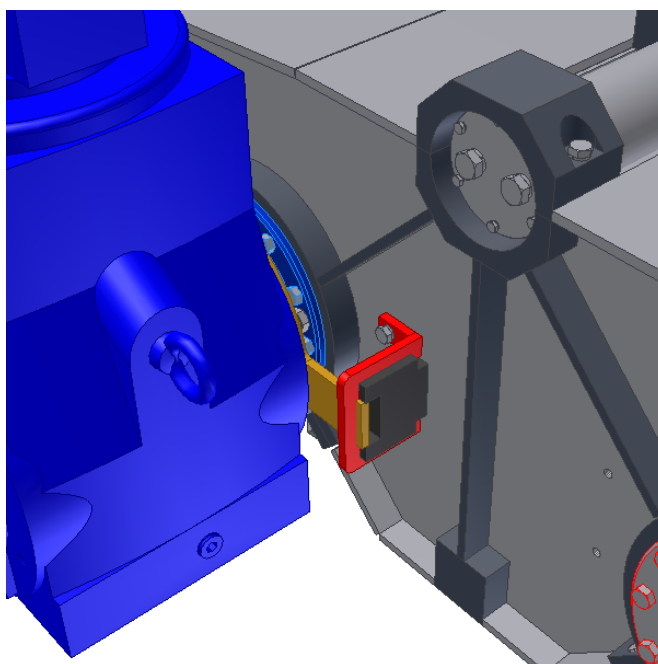
Zamezení otočení pohonu kolem vlastní osy je zajištěno přírubou s ramenem, která je pomocí šroubů připevněna na blok převodovky (Obr. 37).





**Obr. 37** – Příruba na bloku pohonu

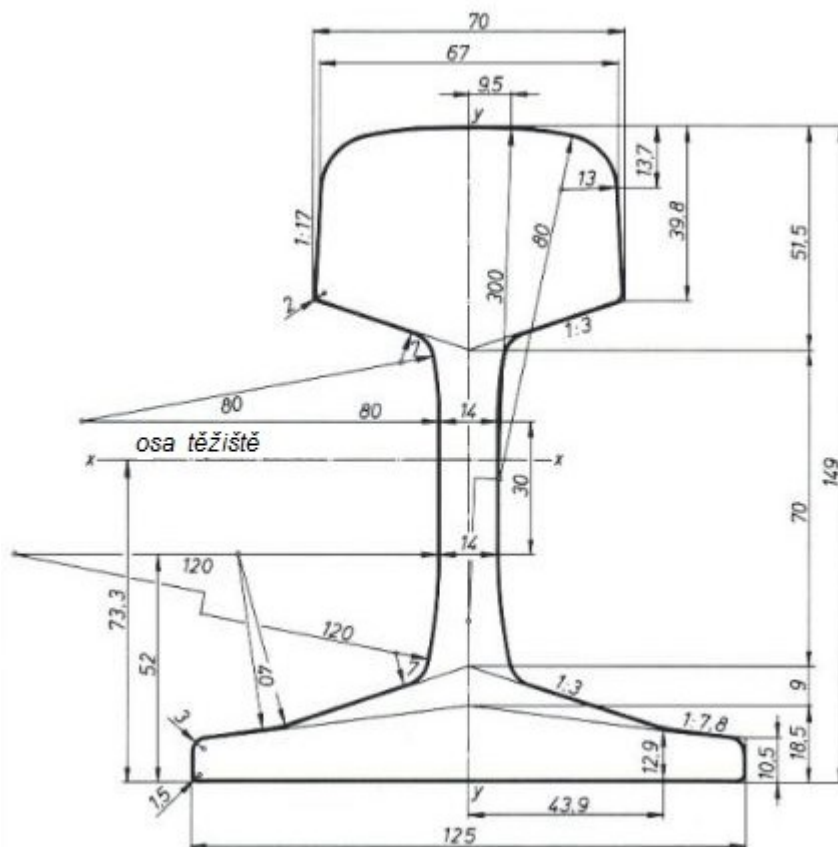
Konec ramene příruby bude uchycen v „U“ profilu šroubově připevněném k rámu stroje. Pod ramenem příruby bude umístěn pryžový profil, fungující jako tlumič rázu při rozjezdu pohonu (Obr. 38).



**Obr. 38** – Zachycení momentu od pohonu stroje

## 7. Návrh pojezdového kola

Skládkový stroj pojíždí po železničních kolejnicích. Dle zvyklostí se v praxi používají kolejnice typu *R65* nebo *S49* (Obr. 39). Vzhledem k předpokládanému zatížení  $20 [t]$  bude použita kolejnice typu *S49*. Jde o nejčastěji používanou kolejnici na našich regionálních tratích, v některých městech je využívána i pro tramvajovou dopravu.



**Obr. 39 – Rozměry kolejnice S49 [16]**

Pojezdové kolo je dimenzováno na maximální zatížení  $K_{max}$ . Ve vahadle budou uložena dvě kola. Zatížení vahadla bude dle zadání  $20 [t]$ , což odpovídá zatížení  $10 [t]$  na jedno kolo.

Další hodnotou nutnou pro výpočet je určení otáček pojezdového kola, pro jejichž určení budeme vycházet z obvodu pojezdového kola a navrhnuté rychlosti stroje při daných podmínkách.

### 7.1 Rychlost skládkového stroje při práci $v_{práce}$

Hodnota rychlosti stroje při práci se pohybuje v rozmezí  $3\div 5 [m\cdot min^{-1}]$ . Pro navrhované řešení byla zvolena rychlost stroje při práci  $v_{práce} = 5 [m\cdot min^{-1}]$  na doporučení vedoucího práce.

**Otáčky skládkového stroje při práci  $n_{práce}$** 

$$n_{práce} = \frac{v_{práce}}{o_K} \quad [min^{-1}] \quad (7.1)$$

Kde:

$o_K$  ..... obvod kola [m].

Průměr kola nutný pro výpočet jeho obvodu je navržen dle typizačního katalogu, [20], ze kterého vyplývá  $D_K = 500$  [mm].

$$o_K = 2 \cdot \pi \cdot R_K \quad [m] \quad (7.2)$$

Kde:

$R_K$  ..... poloměr kola [m]

$$o_K = 2 \cdot \pi \cdot 0,25$$

$$o_K = 1,57 \text{ m}$$

Výsledná hodnota obvodu a navržená rychlost je dosazena do vztahu pro výpočet otáček kola:

$$n_{práce} = \frac{5}{1,57}$$

$$n_{práce} = 3,183 \text{ min}^{-1}$$

**7.2 Rychlost skládkového stroje při přesunu  $v_{přesun}$** 

Hodnota rychlosti stroje při přesunu se pohybuje v rozmezí  $10 \div 30$  [ $m \cdot min^{-1}$ ]. Pro navrhované řešení byla zvolena hodnota rychlosti skládkového stroje při přesunu  $v_{přesun} = 20$  [ $m \cdot min^{-1}$ ] na základě doporučení vedoucího práce.

**Otáčky skládkového stroje při přesunu  $n_{přesun}$** 

$$n_{přesun} = \frac{v_{přesun}}{o_K} \quad [min^{-1}] \quad (7.3)$$

$$n_{přesun} = \frac{20}{1,57}$$

$$n_{přesun} = 12,732 \text{ min}^{-1}$$

### 7.3 Kontrola únosnosti kola $K_{max}$

Pojezdová kola jsou počítána na únavu v dotykových plochách. Vychází se z Hertzova vztahu pro maximální napětí ve styku roviny s válcovou plochou, které vzniká ve styku kola o poloměru  $R_K$  a rovinou kolejnice o účinné šířce  $b'$ , k níž je kolo přitlačováno silou  $K_{max}$ .

Pro únosnost pojezdového kola platí následující vztah:

$$K_{max.} < \frac{k}{f_h} \cdot D_K \cdot b' \cdot f_n \quad [N] \quad (7.4)$$

$$K_{max.} < \frac{k}{f_h} \cdot D_K \cdot b' \cdot \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{přesun}}}$$

$$m_K \cdot g < \frac{k}{f_h} \cdot D_K \cdot b' \cdot \sqrt[3]{\frac{33,3}{\frac{v_{přesun}}{2 \cdot \pi \cdot R_K}}}$$

Kde:

$k$  ..... součinitel materiálu, pro kolo vyrobené z lité oceli ČSN 42 2661.1 je

$$k = 9 \text{ [MPa]} [3],$$

$D_K$  ..... průměr kola [m],

$b'$  ..... účinná šířka kolejnice [mm], pro kolejnici S 49 je  $b' = 46 \text{ mm}$  (Tab. 2),

$f_n$  ..... součinitel počtu otáček [-] [3],  $f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{přesun}}}$ ,

$f_h$  ..... součinitel trvanlivosti [-] (Tab. 3),

$K_{max.}$  ..... maximální zatížení kola [N],

$g$  ..... tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ],

$m_K$  ..... zatížení kola [kg], dle zadání připadá na 1 kolo  $m_K = 10\,000 \text{ kg}$ .

$$10000 \cdot 9,81 < \frac{9 \cdot 10^6}{2,5} \cdot 0,5 \cdot 0,046 \cdot \sqrt[3]{\frac{33,3}{\frac{20}{2 \cdot \pi \cdot 0,25}}}$$

$$98100 \text{ N} < 114079,7 \text{ N}$$

Navržené kolo z hlediska únosnosti vyhovuje.

Pozn.: Součinitel trvanlivosti je z důvodu bezpečnosti volen pro nejnepříznivější možnou situaci, jelikož nejsou zadány kritéria pro určení tohoto součinitele.

**Tab. 2 – výpočtová účinná šířka kolejnice (výběr) [19]**

Typ kolejnice	S 24	K 55 JKL 55	S 49	R 65 NP 3	K 65	JKL 65	JKL 80	K 85 JK 8	JK 120
Výpočtová účinná šířka $b'$ [mm]	30	45	46	48	53	55	68	73	100

**Tab. 3 – součinitel trvanlivosti [19]**

Poměrné vytížení jeřábu	Průměrný počet otáček kola za den		
	do 1000	1000 až 5000	nad 5000
	Součinitel trvanlivosti $f_h$		
do 30 %	1,27	1,5	1,82
30 % až 60 %	1,5	1,82	2,15
nad 60 %	1,82	2,15	2,5

## 7.4 Vůle mezi nákolky a kolejnicí

Mezi nákolkem a kolejnicí musíme ponechat přiměřenou boční vůli (Obr. 40), protože při vzpříčeném poježdění jeřábu dochází k odírání nákolku o kolejnici. [1]

U pojezdu s koly ve valivých ložiscích je tato minimální vůle rovna hodnotě:

$$b = \check{s} + 20 \quad [\text{mm}] \quad (7.5)$$

$$b = 70 + 20 = 90 \text{ mm}$$

U pojezdu s koly ve kluzných ložiscích je tato minimální vůle rovna hodnotě:

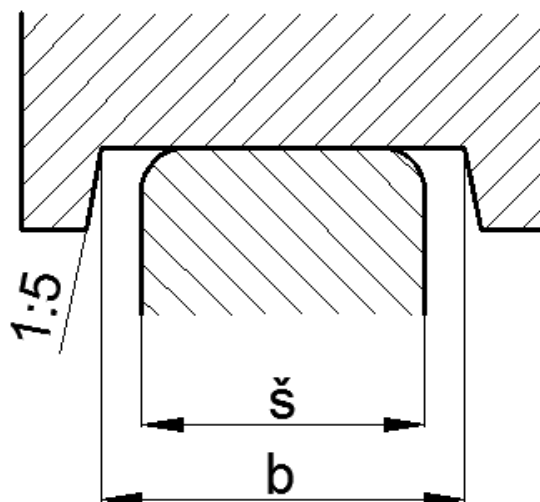
$$b = \check{s} + 10 \quad [\text{mm}] \quad (7.6)$$

$$b = 70 + 10 = 80 \text{ mm}$$

Kde:

$b$  ..... šířka pojezdové plochy kola [mm], [1],

$\check{s}$  ..... šířka hlavy kolejnice [mm], (viz. Obr. 40).

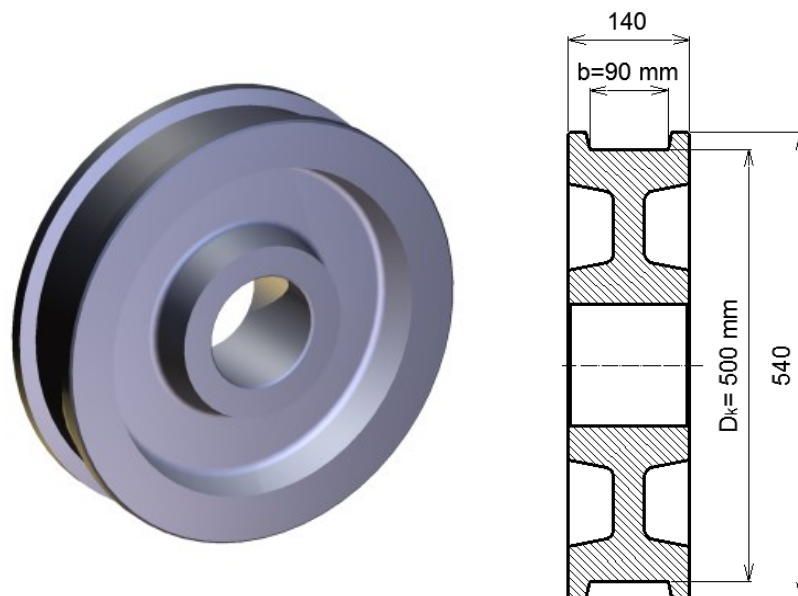


Obr. 40 – Vůle mezi nákolky a kolejnicí

### 7.5 Volba pojezdového kola

Dle DIN 15090 navrhuji **KOLO BHKE 500x90 – 222** (Obr. 41)

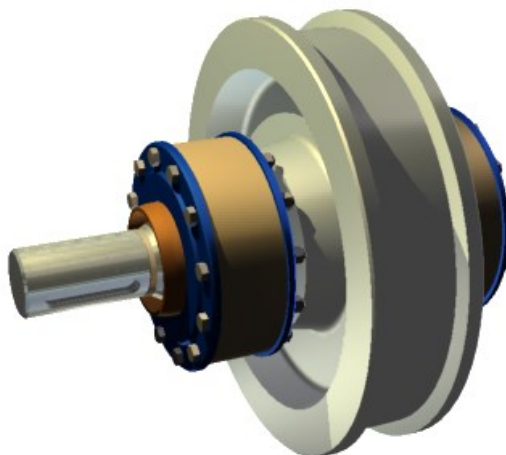
Označení sestavy kola se širokým jeřábovým kolem (B), s nákolky (H), bez obruče (K), bez tlakového olejového spojení (E), průměr jeřábového kola  $D_K = 500$  [mm] a šířka pojezdové plochy kola  $b = 90$  [mm], s naklápěcími ložisky řady 222, základní rozměry ložiska jsou v Tab. 4.



Obr. 41 – Pojezdové kolo BHKE 500 x 90 - 222

## 8. Uložení pojezdového kola

### 8.1 Varianta A – valivé uložení kola



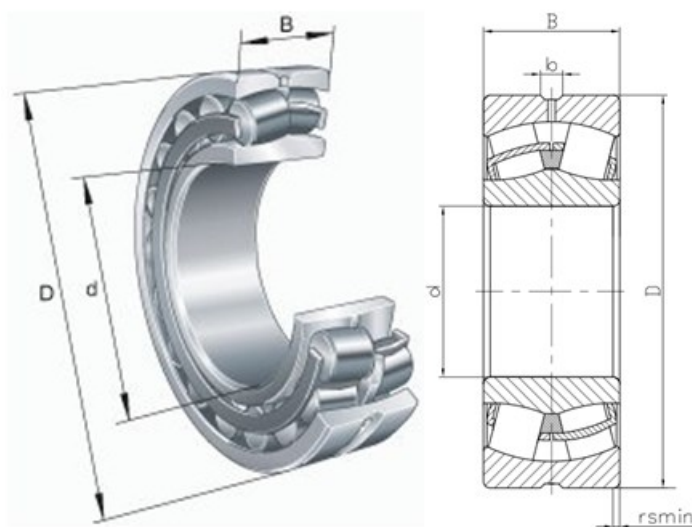
Obr. 42 – Uložení pojezdového kola ve valivých ložiscích

#### 8.1.1 Kontrola životnosti valivého ložiska

Trvanlivost valivých ložisek je definován jako počet otáček nebo provozních hodin, které ložisko vykoná, před objevením prvních známek únavy materiálu, ta se projevuje na kroužcích nebo kuličkách.

Pro průměr pojezdového kola  $D_K = 500$  [mm], náleží dle normy DIN 15 090 ložisko typu 222 rozměrové skupiny 24.

Pomocí katalogu firmy ZKL GROUP volím dvouřadé soudečkové ložisko **22224W33M** (Obr 43). Parametry ložiska potřebné pro další výpočty viz Tab. 4



Obr. 43 - Soudečkové ložisko 22224W33M [17]



Tab. 4 – výpočtové parametry a rozměry ložiska [17]

Hlavní rozměry			Základní únosnost		Připojovací rozměry		
$D$	$d$	$B$	dynamická ( $C_r$ )	statická ( $C_{or}$ )	$d_a (min)$	$D_a (min)$	$r_a (max)$
[mm]			[kN]		[mm]		
215	120	58	439	580	132	203	2

Soudečková ložiska mají dvě řady soudečků se společnou kulovou drahou na vnějším kroužku, který je opatřen mazacím otvorem. Vnitřní kroužek s valivými elementy je naklopitelný kolem středu ložiska (důležité při nesouosostech v uložení a při průhybu hřídelů). Dvě řady soudečků umožňují přenášet velká zatížení, přenáší radiální a současně axiální zatížení v obou směrech.

### Základní trvanlivost v provozních hodinách $L_{10h}$

Výpočtem získáme základní trvanlivost při 90% spolehlivosti v provozních hodinách.

$$L_{10h} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{přesun}} \quad [hod] \quad (8.1)$$

Kde:

$C_r$  ..... základní radiální dynamická únosnost [N] (Tab 4.),

$p$  ..... exponent; pro ložiska s čárovým stykem  $p = 10/3$  [-], [6],

$L_{10h}$  ..... základní trvanlivost v provozních hodinách [hod], [6].

Pro výpočet základní trvanlivosti je nutné určit radiální dynamické ekvivalentní zatížení  $P_r$ , které vypočteme jako násobek zatížení působícího na jedno ložisko a tíhového zrychlení. Úvaha je taková, že síla působící na vahadlo  $m = 20$  [t], při použití čtyř ložisek bude zatížení jednoho ložiska  $m_L = 5$  [t].

$$P_r = m_L \cdot g \quad [N] \quad (8.2)$$

Kde:

$m_L$  ..... zatížení ložiska [kg],

$P_r$  ..... radiální dynamické ekvivalentní zatížení [N].

$$P_r = 5000 \cdot 9,81$$

$$P_r = 49050 \text{ N}$$

Výslednou hodnotu radiálního ekvivalentního zatížení dosadíme do vztahu základní trvanlivosti v provozních hodinách (8.1):

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{přesun}}}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{439}{49,05}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 12,732}$$

$$L_{10h} = 1948515,275 \text{ hod}$$

Z výsledku je patrné, že navržené ložisko 22224W33M vyhovuje požadované životnosti 20 000 [hod]. Životnost ložiska mnohonásobně přesáhne požadovanou životnost.

## 8.2 Moment čepového tření valivého ložiska $M_{\check{c}v}$

$$M_{\check{c}v} = m \cdot g \cdot f_{\check{c}v} \cdot r_{\check{c}v} \quad [N \cdot m] \quad (8.3)$$

Kde:

$M_{\check{c}v}$ ..... moment čepového tření pro valivá ložiska [MPa],

$f_{\check{c}v}$ ..... součinitel čepového tření [-] (pro valivá ložiska = 0,02), [1],

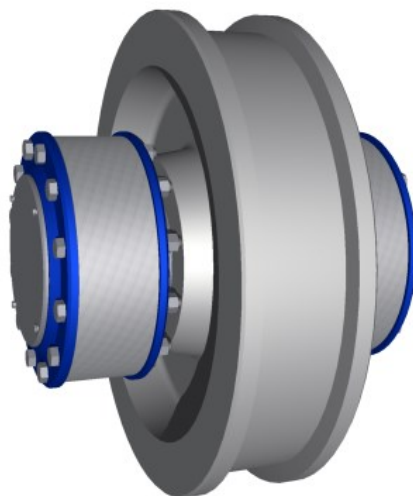
$r_{\check{c}v}$ ..... poloměr čepu [mm],

$m$ ..... zatížení vahadla [kg].

$$M_{\check{c}v} = 20000 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot \frac{0,189}{2}$$

$$M_{\check{c}v} = 370,818 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 8.3 Varianta B – kluzné uložení kola



Obr. 44 – Uložení pojezdového kola v kluzných ložiskách

#### 8.3.1 Kluzné ložisko

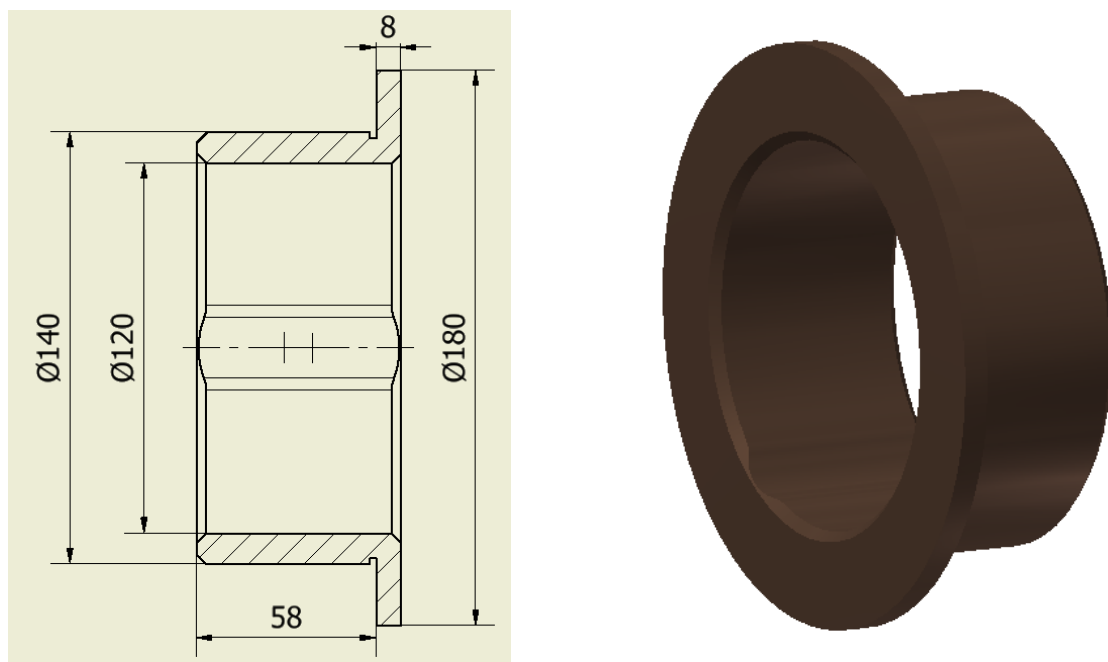
Kluzná ložiska umožňují otočné uložení čepů a hřídelí. Zachycují působící radiální a axiální síly a přenášejí tyto síly na ostatní části stroje. Vznikajícím kluzným třením dochází k opotřebení součástí a ztrátě energie. Na velikost tření má vliv tlak v ložisku, materiál ložiska a hřídele, obvodová rychlost apod.

Norma DIN 15 090 zabývající se jeřábovými koly, uvažuje uložení hřídele pojezdového kola ve valivých ložiscích. V tomto návrhu budou tyto valivé ložiska nahrazeny ložisky kluznými, navržené rozměry ložiska jsou voleny takovým způsobem, aby jej bylo možno použít do stejného rámu jako pro ložisko valivé.

Průměr čepu pro uložení ložiska  $d_{ck} = 120 [mm]$  a délka kluzné plochy  $l_c = 55 [mm]$ . Navržené kluzné ložisko pro uložení kola bude vyrobeno z materiálu ČSN 42 3123 (cínový bronz- vlastnosti materiálu Tab. 5). Rozměry pouzdra volím 120/140 x 66 (Obr. 45). Pro navržené ložisko provedeme kontrolu na otláčení a oteplení.

Tab. 5 – vlastnosti ložiskového materiálu [9]

Materiál		Tvrdost	Zatížitelnost	Kluzná rychlost	Přípustná teplota	Rázové zatížení	Zabíhatelnost
ČSN	druh	HB	$p [MPa]$	$v [m \cdot s^{-1}]$	$t [^{\circ}C]$		
42 3123	Cínový bronz	70 ÷ 90	12	do 6	250	ano	dobrá



Obr. 45 – Kluzné ložisko

### Kontrola na otláčení

Pro kontrolu na otláčení ložiska je potřeba znát radiální sílu v ložisku  $F_L$  a otláčovanou plochu  $S$ , u radiálních ložisek je touto plochou průmět hřídelového čepu. Dovolенý tlak v ložisku  $p_D$  je pro zvolený materiál roven hodnotě 12 [MPa].

$$p_{KL} = \frac{F_L}{S} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (8.4)$$

$$p_{KL} = \frac{m_L \cdot g}{d_{\check{c}k} \cdot l_{\check{c}}} \leq p_D$$

Kde:

$p_{KL}$  ..... tlak v kluzném ložisku [mm], [9],

$d_{\check{c}k}$  ..... průměr čepu ložiska [mm],

$l_{\check{c}}$  ..... délka kluzné plochy ložiska [mm].

$$p_{KL} = \frac{5000 \cdot 9.81}{120 \cdot 55} \leq p_D$$

$$p_{KL} = 7,432 \text{ MPa} \leq 12 \text{ MPa}$$

**Kontrola na oteplení**

Dalším výpočtem prováděným u kluzných ložisek je jeho kontrola na oteplení. Hodnota dovoleného oteplení je pro zvolený materiál rovna hodnotě  $(p \cdot v)_D = 100 \text{ [MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ .

$$p \cdot v \leq (p \cdot v)_D \quad [\text{MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (8.5)$$

Kde:

$(p \cdot v)_D$  ..... dovolené oteplení  $[\text{MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ , [9].

$$p \cdot v = p \cdot \pi \cdot d_{\check{k}} \cdot \frac{n_{\text{přesun}}}{60} = 7,432 \cdot \pi \cdot 0,12 \cdot \frac{12,732}{60} = 0,595 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$0,595 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \leq 100 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zvolené kluzné ložisko vyhovuje z hlediska kontroly na otláčení a oteplení.

**8.3.2 Moment čepového tření kluzného ložiska  $M_{\check{k}}$** 

$$M_{\check{k}} = m \cdot g \cdot f_{\check{k}} \cdot r_{\check{k}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (8.6)$$

Kde:

$f_{\check{k}}$  ..... součinitel čepového tření [-] (pro kluzná ložiska = 0,1), [10],

$r_{\check{k}}$  ..... poloměr čepu [m].

$$M_{\check{k}} = 20\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,12}{2}$$

$$M_{\check{k}} = 1\,177,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Hodnota součinitele čepového tření je rozdílná pro uložení ve valivých či kluzných ložiscích. Pro valivá ložiska se udává hodnota  $f_{\check{v}} = 0,02$  [-], u kluzných ložisek je velké rozmezí těchto hodnot dle materiálů třecích dvojic, úpravy povrchu a dokonalosti mazání. Z důvodu nezajištění dokonalého mazání je zvolena hodnota součinitele čepového tření  $f_{\check{k}} = 0,1$  [-]. Pro výpočet momentu čepového tření je tedy použita tato vyšší hodnota.

## 9. Výpočet potřebného výkonu a volba pohonu

Pro výpočet výkonu motoru je potřebné určit odpory, které musí pohon při jízdě překonávat. Mezi tyto odpory patří čepové tření v pojezdových kolech, odpor valení, odpory při pojíždění, odpor vzniklý třením náloží, atd.

### 9.1 Výpočet tažné síly $F_t$

Tažná síla je síla působící ve směru jízdy vyvolaná hnacím zařízením. Pro pohyb vozidla je nutná tažná síla na obvodu kola (obr. 46). Na hnací kolo působí moment motoru, který se na kole s poloměrem  $R_k$  projeví působením obvodové síly  $F_k$ . V místě dotyku kola s kolejnicí dochází k přenosu části tíhy a ke vzniku tzv. třecí síly. Tažná síla na obvodu kola je součtem všech tažných sil působících na kole.

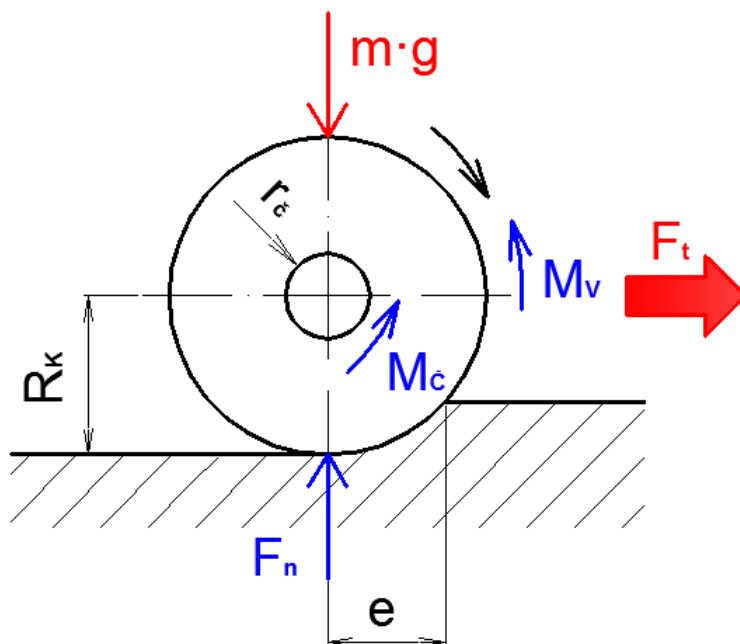
$$F_t = \left( \frac{M_{ck} + M_v}{R_k} \right) \cdot \chi \quad [N] \quad (9.1)$$

Kde:

$M_v$  ..... moment valivého tření [N.m],

$R_k$  ..... poloměr kola [m],

$\chi$  ..... součinitel nezahrnutých přídatných odporů [-] (viz. Tab. 7).



Obr. 46 – Schéma pro určení tažné síly [1]

**Moment valivého tření  $M_V$** 

Vlivem valení se povrch podložky (kolejnice) a válce (pojezdové kolo) deformuje, dochází k posunu normálové síly vpřed o vzdálenost ramene  $e$ .

$$M_V = m \cdot g \cdot e \quad [N \cdot m] \quad (9.2)$$

Kde:

$e$ ..... rameno valivého odporu [mm] (viz. Tab. 6).

$$M_V = 20000 \cdot 9,81 \cdot 0,0005$$

$$M_V = 98,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**Tab. 6 - hodnoty ramen valivého odporu [11]**

Typ kolejnice	Průměr pojezdového kola $D_K$ (mm)								
	200	300	400	560	630	700	800	900	1000
S plochou hlavou	0,3		0,5		0,6		0,65		0,7
S vypuklou hlavou	0,4		0,6		0,8		1,0		1,2

Výsledné hodnoty momentu čepového a valivého tření dosadíme do vzorce pro výpočet tažné síly:

$$F_t = \left( \frac{M_{\check{c}k} + M_V}{R_K} \right) \cdot \chi \quad [N] \quad (9.3)$$

$$F_t = \left( \frac{1\,177,2 + 98,1}{0,25} \right) \cdot 1,6$$

$$F_t = 8\,161,92 \text{ N}$$

**Tab. 7 – hodnoty součinitele nezahrnutých přídavných odporů [1]**

Pohon kol	Uložení	Hodnoty pro pojezd	
		kočky	jeřábu
Ústřední	kluzné	1,2÷1,3	1,3÷1,5
	valivé	2,0÷2,3	2,3÷2,5
Jednotlivý	-	-	1,5÷2,0



## 9.2 Volba pohonu

Při volbě výkonu pohonu vycházíme z vypočtené tažné síly, rychlosti přesunu a celkové účinnosti zařízení.

Pohon pojezdového mechanismu navrhují koncepci vícemotorového pohonu, tj. každé vahadlo bude mít poháněné jedno kolo vlastním elektromotorem s převodovkou. K pohonu bude použit elektromotor s kuželočelní převodovkou s dutou hřídelí nasazenou na hřídeli hnacího kola.

### Výkon elektromotoru $P_{ef}$

$$P_{ef} = \frac{F_t \cdot v_{přesun}}{\eta_c} \quad [W] \quad (9.4)$$

Celkovou účinnost pojezdového a hnacího ústrojí získáme jako násobek účinnosti jednotlivých komponentů.

$$\eta_c = \eta_L^4 \cdot \eta_P \quad [-] \quad (9.5)$$

Kde:

$\eta_L$ ..... účinnost ložiska [-],

$\eta_P$ ..... účinnost pohonu [-],

$\eta_c$ ..... celková účinnost [-].

$$\eta_c = 0,99^4 \cdot 0,98$$

$$\eta_c = 0,941$$

Po dosazení celkové účinnosti a rychlosti stroje, dostávám potřebný efektivní výkon:

$$P_{ef} = \frac{8\,161,92 \cdot \frac{20}{60}}{0,96}$$

$$P_{ef} = 2\,891,222 \text{ W}$$

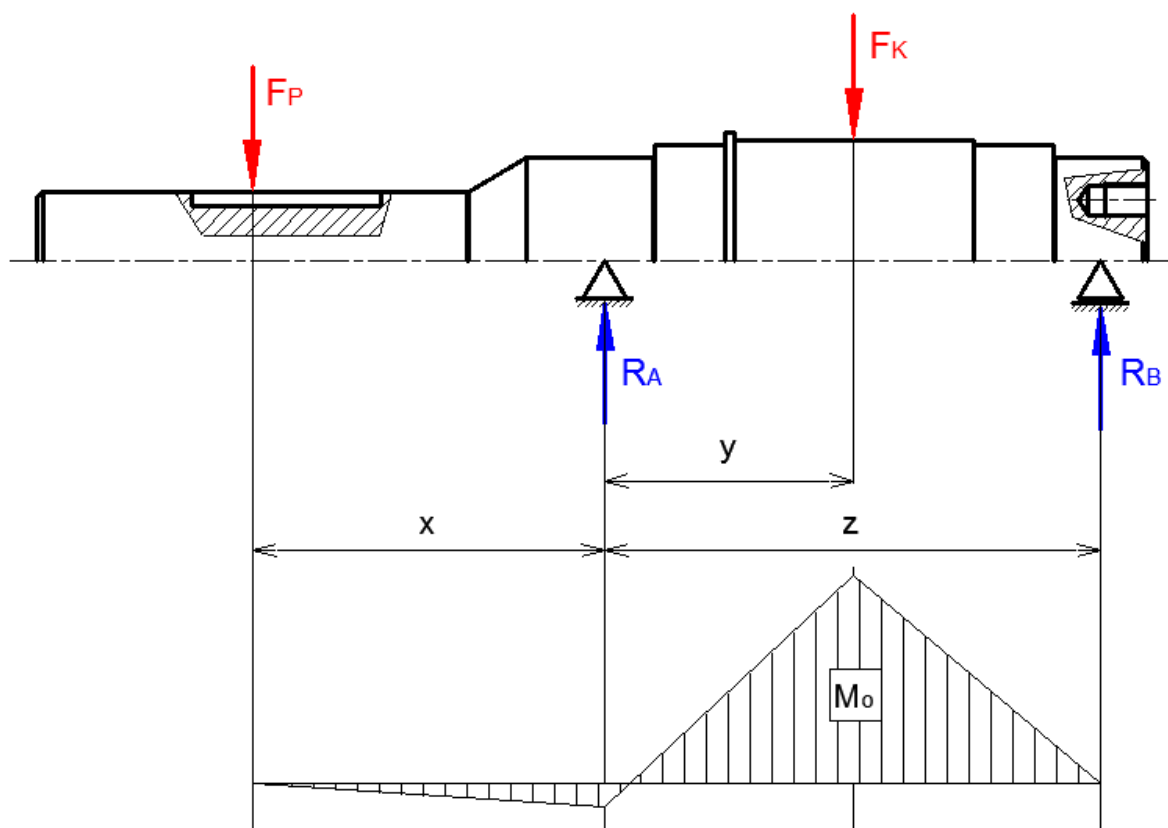
**Tab. 8** – parametry pohonu SK 9072.1 – 100LA/4 [18]

Jmenovitý výkon motoru	$P_1$	[kW]	3
Výstupní otáčky	$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	13
Výstupní kroutící moment	$M_2$	[N·m]	2 231
Převodový poměr	$i$	[-]	110,18
Hmotnost	$m$	[kg]	341

Na základě vypočteného potřebného výkonu elektromotoru volím elektropohon SK 9072.1 – 100LA/4 (parametry viz. Tab. 8)

### 9.3 Kontrola poháněné hřídele pojezdového kola

Materiál volím ocel 11 600 (Fe590-2) s mezí kluzu  $R_e = 295 \text{ [MPa]}$  a statickou bezpečnost  $k_s = 2 [-]$ .



Obr. 47- Zatížení poháněné hřídele

Zadané konstrukční parametry:

$$x = 205 \text{ [mm]}$$

$$F_K = m_K \cdot g = 10\,000 \cdot 9,81 = 98\,100 \text{ N}$$

$$y = 145 \text{ [mm]}$$

$$F_P = m_P \cdot g = 341 \cdot 9,81 = 3346 \text{ N}$$

$$z = 288,5 \text{ [mm]}$$

Kde:

$F_P$ ..... zatížení od pohonu [N].

Výpočet reakčních účinků

$$F_{ix} = 0 \quad [N] \quad (9.6)$$

$$F_{iy} = 0 \Rightarrow -F_P + R_A - F_K + R_B = 0 \quad [N] \quad (9.7)$$

$$M_{iA} = 0 \Rightarrow F_P \cdot a - F_K \cdot b + R_B \cdot c = 0 \Rightarrow R_B \quad [N] \quad (9.8)$$

$$R_B = \frac{F_K \cdot b - F_P \cdot a}{c} \quad [N] \quad (9.9)$$

$$R_B = \frac{98100 \cdot 145 - 3346 \cdot 205}{288,5}$$

$$R_B = 46927,45 \text{ N}$$

$$R_A = F_K - R_B + F_P \quad [N] \quad (9.10)$$

$$R_A = 98\,100 - 46\,927,45 + 3\,346$$

$$R_A = 54\,518,55 \text{ N}$$

Kde:

$R_A$ ..... reakce v místě A [N],

$R_B$ ..... reakce v místo B [N].

Kontrolu průměru hřídele  $d_1$  pod pojezdovým kolem provedeme kombinovaným namáháním na krut+ohyb. Pro jeho výpočet je nutné určit maximální ohybové napětí, které působí pod pojezdovým kolem.

$$M_{omax} = R_B \cdot (z - y) \quad [MPa] \quad (9.11)$$

$$M_{omax} = 46\,927,45 \cdot (288,5 - 145)$$

$$M_{omax} = 6\,734\,089,41 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Redukovaný ohybový moment  $M_{ored}$

$$M_{ored} = \sqrt{M_{omax}^2 + 0,75 \cdot (\alpha \cdot M_2)^2} \quad [MPa] \quad (9.12)$$

$$M_{ored} = \sqrt{46\,927,45^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 2\,231\,000)^2}$$

$$M_{ored} = 1\,932\,672,485 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde:

$M_{ored}$ ..... redukovaný ohybový moment [MPa],

$\alpha$  ..... tvarový součinitel [-].

Průměr hřídele musí vyhovovat pevnostní podmínce místa největšího ohybového namáhání.

$$\sigma_{o\ red} = \frac{M_{o\ red}}{W_o} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [MPa] \quad (9.13)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$$

$$\sigma_{o\ red} = \frac{M_{o\ red} \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

$$\sigma_{o\ red} = \frac{1\,932\,672,485 \cdot 32}{\pi \cdot 140^3} \leq \frac{295}{2}$$

**7,174 MPa ≤ 147,5 MPa** ⇒ navržená poháněná hřídel vyhovuje danému zatížení

Kde:

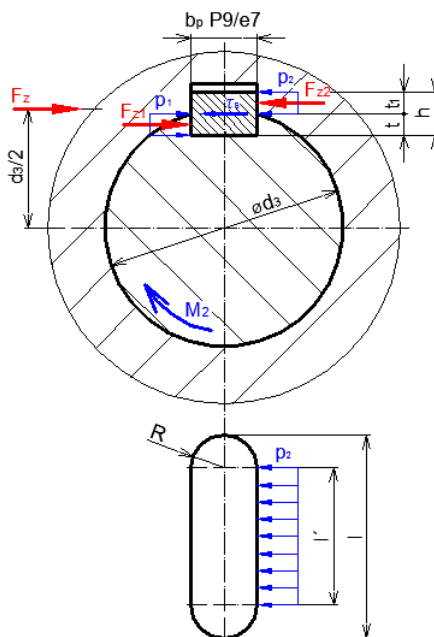
$\sigma_{o\ red}$  ..... redukované ohybové napětí [MPa].

#### 9.4 Kontrola těsného pera

Přenos krouticího momentu z převodovky na hnací hřídel bude proveden pomocí těsného pera, proto je nutné provést kontrolu boků pera a drážek na otlačení.

Pohon je v provedení s dutou hřídelí, jejíž vnitřní průměr má hodnotu  $D_3 = 80$  [mm].

Podle navrženého průměru hřídele  $d_3 = 80$  [mm] volím dle ČSN 02 2562 těsné pero šířky  $b_p = 22$  [mm] a výšce  $h = 14$  [mm]. Hloubka drážky v náboji  $t_1 = 5,3$  [mm] a hloubka drážky v hřídeli  $t = 8,5$  [mm].



**Obr. 48 - Silové poměry ve spoji pomocí těsného pera**

Při kontrole těsného pera se vychází z předpokladu, že krouticí moment přenáší jen boky pera a drážek v hřídeli a náboji. Boky těsného pera v drážkách jsou těsně lícovány. V náboji je otláčována jen přímá část pera délky  $l'$ , hloubka drážky  $t_1 < t$  a tedy platí  $p_2 > p_1$  (Obr. 48). Z tohoto důvodu se na otláčení kontroluje jen náboj.

### Určení účinné délky pera $l'$

Účinná délka pera se určí na základě kontroly měrného tlaku  $p_2$ .

$$p_2 = \frac{F_z}{S_2} \leq p_{D2} \quad [MPa] \quad (9.14)$$

$$p_2 = \frac{F_z}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \Rightarrow l'$$

$$l' \geq \frac{F_z}{p_{D2} \cdot t_1} \quad [mm] \quad (9.15)$$

Kde:

$F_z$  ..... zatěžující síla [N],

$t_1$  ..... hloubka drážky v náboji [mm],

$l'$  ..... účinná délka pera [mm].

Hodnota působící síly  $F_z$  je vyjádřena z následujícího vztahu:

$$F_z = \frac{M_2}{\frac{d_h}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad [mm] \quad (9.16)$$

Kde:

$d_h$  ..... průměr válcového konce hřídele [mm],

$M_2$  ..... výstupní krouticí moment motoru [Nm].

$$F_z = \frac{2\,231\,000}{\frac{80}{2} + \frac{5,3}{2}}$$

$$F_z = 52\,309,496\,N$$

Velikost dovoleného tlaku  $p_{D2}$  se volí (100 ÷ 150) [MPa]. Uvedený výpočet vychází z předpokladu rovnoměrného rozložení tlaku, ve skutečnosti je toto rozdělení nerovnoměrné v důsledku zkroucení hřídele při jeho zatížení krouticím momentem. Hodnota dovoleného tlaku je tedy omezena na max. 120 MPa.

$$l' \geq \frac{52\,309,496}{120 \cdot 5,3}$$

$$l' \geq 82,248\,mm$$

**Délka pera /**

Pro celkovou délku pera se zaoblenými konci platí následující vztah:

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b_p \quad [mm] \quad (9.17)$$

$$l = 82,248 + 22$$

$$l = 104,248 \text{ mm}$$

Vypočtenou délku pera zaokrouhlujeme na nejbližší vyšší normalizovanou.

Navrhuji **PERO 22e7 x 14 x 110 ČSN 02 2562**

**Kontrola pera na stříh**

Pro navržené pero je provedena kontrola na stříh z pevnostní podmínky:

$$\tau_S \leq \tau_{DS} \quad (9.18)$$

$$\frac{F_S}{l \cdot b_p} \leq \tau_{DS}$$

Kde:

$\tau_{DS}$  ..... *dovolené střížné napětí [MPa], voleno  $\tau_{DS} = 30$  [MPa],*

$F_S$  ..... *střížná síla [N].*

$$F_S = \frac{M_2}{d_h/2} \quad [N] \quad (9.19)$$

$$\tau_S = \frac{2 \cdot M_2}{d_h \cdot b_p \cdot l} \quad [MPa] \quad (9.20)$$

$$\tau_S = \frac{2 \cdot 2\,231\,000}{80 \cdot 22 \cdot 110}$$

$$\tau_S = 23,05 \text{ MPa}$$

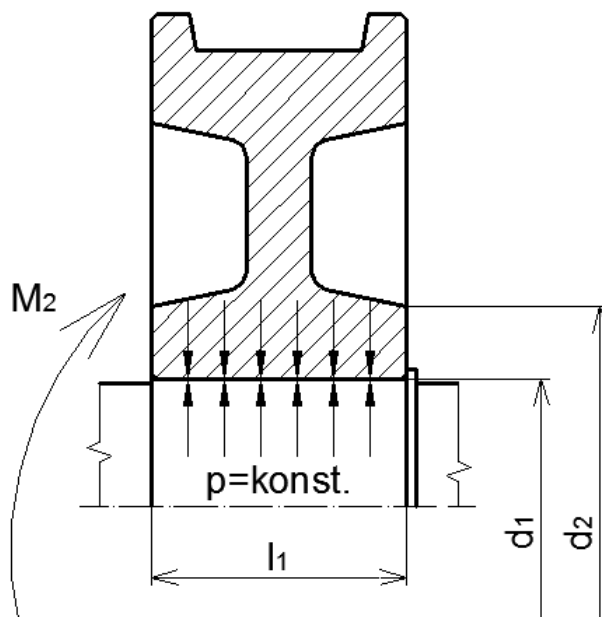
$$23,05 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa}$$

Navržené pero **PERO 22e7 x 14 x 110 ČSN 02 2562** vyhovuje na stříh.

**9.5 Lisovaný spoj**

Pojezdové kolo je na hřídel nalisováno. Lisovaný spoj, využívající účinku svěrné síly, vzniká zalisováním dvou součástí do sebe. Součásti jsou uloženy s přesahem. Vznikající pružné deformace způsobí ve stykové ploše rovnoměrně rozložené plošné tlaky  $p_p$ , jak je znázorněno na Obr. 49. Ty vyvolají třecí odpor (reakční třecí moment  $M_T$ ). Ten zajišťuje vzájemnou polohu spojovaných součástí a přenáší velké krouticí momenty a osově síly (střídavého i rázového charakteru) s velkou bezpečností. Nalisované spojení

představují ve spojích pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj spojení nejjednodušší, nejlevnější a také nejspolehlivější.



Obr. 49 – Schéma nalisování náboje a hřídele

### Minimální tlak mezi hřídelem a nábojem $p_{min}$

V důsledku deformace hřídele a náboje vznikne v obou součástech napjatost charakterizovaná tečným a radiálním napětím a ve stykové ploše tlak  $p$ . Spoj může přenášet na základě třecího momentu  $M_T$  moment krouticí  $M_2$ . Z podmínky bezpečného přenosu krouticího momentu  $M_2$  třecím momentem  $M_T$  vypočteme potřebný minimální tlak mezi hřídelem a nábojem:

$$M_T = p_{min} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l_1 \cdot f \cdot \frac{d_1}{2} = k_z \cdot M_2 \Rightarrow p_{min} \quad (9.21)$$

$$p_{min} = \frac{2 \cdot k_z \cdot M_2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l_1 \cdot f} \quad [\text{MPa}] \quad (9.22)$$

Kde:

$M_2$ ..... krouticí moment pohonu [N·mm],

$M_T$ ..... reakční třecí moment [N·mm],

$f$ ..... součinitel tření [-], [8],

$l_1$ ..... šířka hřídele pod pojezdovým kolem [mm],

$k_z$ ..... bezpečnost přenosu zatížení třením, [8],

$d_1$ ..... průměr hřídele pod pojezdovým kolem [mm].

$$p_{min} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 2\,231\,000}{\pi \cdot 140^2 \cdot 140 \cdot 0,15}$$

$$p_{min} = 6,901 \text{ MPa}$$

Bezpečnost přenosu zatížení třením volíme  $k_z = (2 \div 3)$ . Větší hodnota se volí při vyšších otáčkách z důvodu působení odstředivých sil. Součinitel tření mezi lisovanými součástmi je volen dle použitých materiálů a povrchového opracování, kde obě součásti jsou ocelové, jemně obrobené, lisované za tepla. Součinitel tření se udává v rozmezí  $(0,15 \div 0,25)$ , volíme  $f = 0,15 [-]$

### **Minimální potřebný přesah $\Delta d_{1min}$**

$$\Delta d_{1min} = p_{min} \cdot d_1 \cdot \frac{C^N + 1}{E} \quad [mm] \quad (9.23)$$

Rozměrovou charakteristiku náboje  $C^N$  určíme:

$$C^N = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad [mm] \quad (9.24)$$

$$C^N = \frac{220^2 + 140^2}{220^2 - 140^2}$$

$$C^N = 2,361$$

Kde:

$d_2$ .....průměr náboje.

$$\Delta d_{1min} = 6,901 \cdot 140 \cdot \frac{2,361 + 1}{2,1 \cdot 10^5}$$

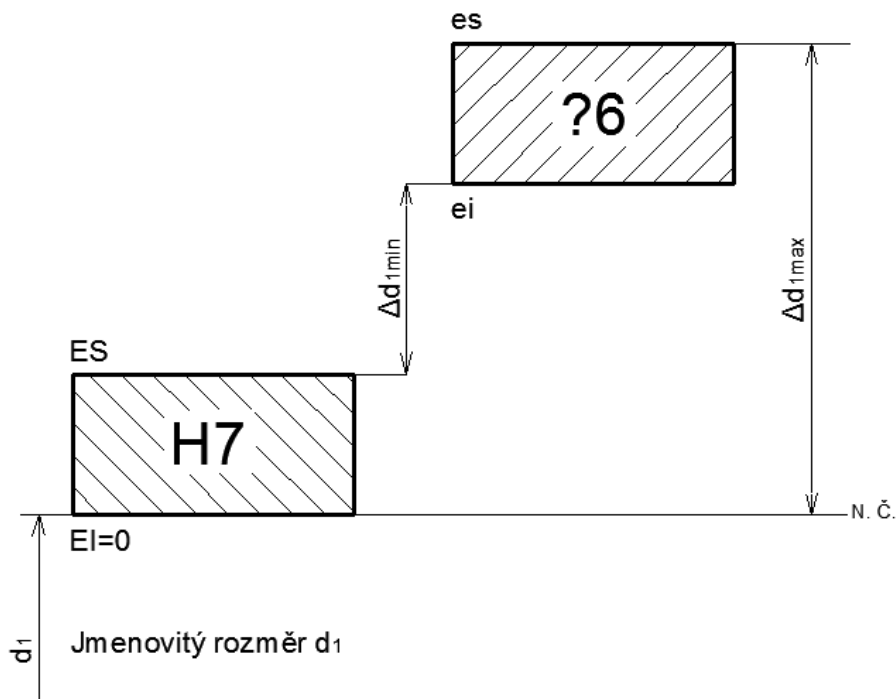
$$\Delta d_{1min} = 1,546 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

Kde:

$E$  .....modul pružnosti; pro ocelové hřídele a náboje z oceli na odlitky  
 $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ [MPa]}, [6]$ .

Navrhujeme uložení náboje na hřídeli s přesahem v soustavě jednotné díry. V důsledku výrobních nepřesností velikost přesahu  $\Delta d_1$  kolísá v určitých mezích. Mezní úchytky stanovené rozměrovými tolerancemi průměru hřídele a díry náboje jsou znázorněny na Obr. 50. Toleranční pole díry volím **H7**.





Obr. 50 – Schéma pro určení mezní úchytky hřídele

Rozměr díry:

$$140 \text{ H7} \quad \begin{aligned} ES &= 0,090 \\ EI &= 0,065 \end{aligned}$$

Následně vypočteme dolní úchytku průměru hřídele:

$$ei = ES + \Delta d_{1min} \quad [mm] \quad (9.25)$$

$$ei = 0,04 + 1,546 \cdot 10^{-2}$$

$$ei = 0,05546 \text{ mm}$$

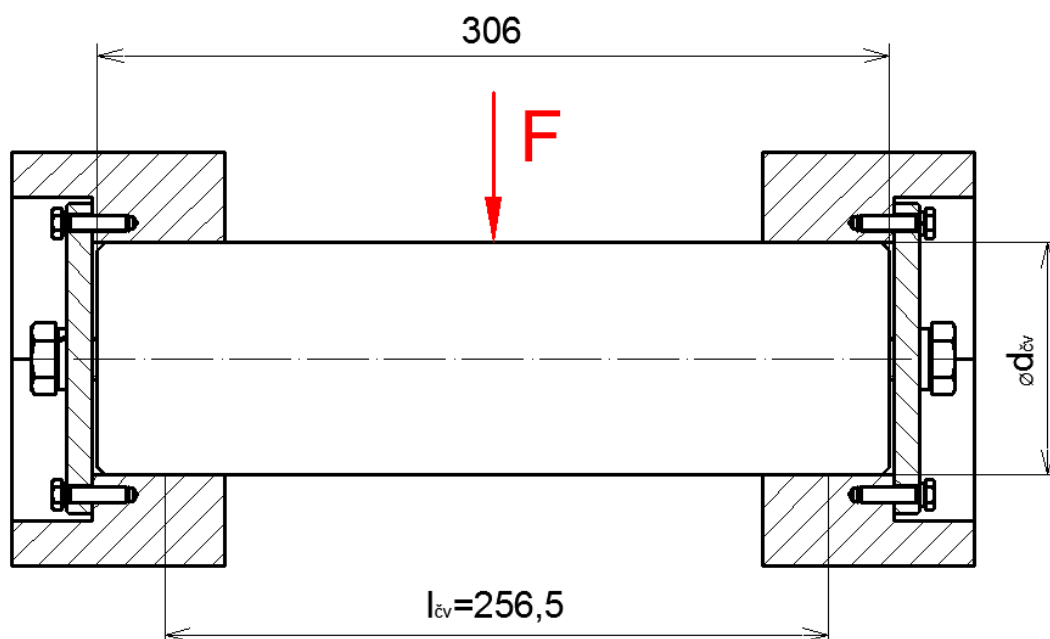
Z vypočtené dolní úchytky hřídele  $ei$  zvolíme dle ČSN EN 20 286-1 nejbližší vyšší normalizovanou velikost a odpovídající toleranční pole hřídele. Toleranční pole hřídele je obvykle o stupeň přesnější, než toleranční pole díry. Toleranční pole hřídele volím **r6**.

Rozměr hřídele:

$$140 \text{ r6} \quad \begin{aligned} es &= 0,090 \\ ei &= 0,065 \end{aligned}$$

## 10. Pevnostní kontrola konstrukčních uzlů

### 10.1 Návrh vahadlového čepu



Obr. 51 – Schéma zatížení čepu vahadla

Materiál volím zušlechťenou ocel C45+SH s mezí kluzu  $R_e = 370$  [MPa] a statickou bezpečností  $k_s = 2$  [-].

#### Výpočet průměru čepu $d'_c$

Z pevnostní podmínky namáhání v ohybu je vypočítán průměr čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o \max.}{W_o} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (10.1)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d'_c{}^3}{32}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o \max. \cdot 32}{\pi \cdot d'_c{}^3} \leq \frac{R_e}{k_s} \Rightarrow d'_c$$

$$d'_c = \sqrt[3]{\frac{M_o \max. \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} \quad [\text{mm}] \quad (10.2)$$

Kde:

$d'_c$  ..... výpočtový průměr čepu [mm],

$M_o \max.$  ..... maximální ohybový moment [-],

$k_s$  ..... statická bezpečnost [-], volím  $k_s = 2$ ,

$R_e$  ..... mez kluzu [MPa], [6].

**Maximální ohybový moment  $M_{o max}$** 

$$M_{o max.} = \frac{F}{2} \cdot \frac{l_{\zeta v}}{2} = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \frac{l_{\zeta v}}{2} \quad [N \cdot mm] \quad (10.3)$$

Kde:

$l_{\zeta v}$ ..... délka čepu vahadla [mm].

$$M_{o max.} = \frac{20\,000 \cdot 9,81}{2} \cdot \frac{256,5}{2}$$

$$M_{o max.} = 12\,581\,325 \, N \cdot mm$$

Výslednou hodnotu maximálního ohybového momentu dosadíme do (10.2):

$$d_{\zeta} = \sqrt[3]{\frac{M_{o max.} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{12\,581\,325 \cdot 32 \cdot 2}{\pi \cdot 370}} = 88,481 \, mm$$

Volím průměr čepu  $d_{\zeta} = 90 \, [mm]$

**10.2 Návrh šroubu objímky****Výpočet předpětí ve šroubu  $F_0$** 

Vahadlo je uloženo na 2 kolech, která jsou uložena na hřídelích v objímkách. Každá objímka je upevněna 4 šrouby, celkové zatížení stroje se tedy přenáší do 16 šroubů.

Síla působící na 1 šroub  $F_i$  tedy bude:

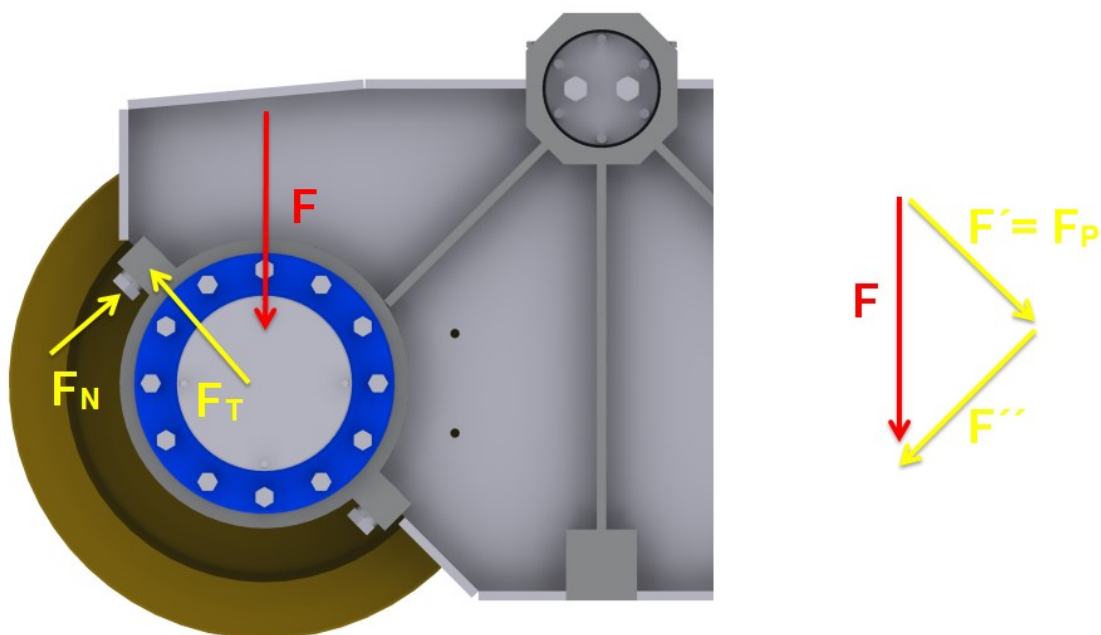
$$F_i = \frac{F}{n} = \frac{m \cdot g}{n} = \frac{20\,000 \cdot 9,81}{16} = 12\,262,5 \, N \quad (10.4)$$

Kde:

$n$ ..... počet šroubů [-].

Je zde použit šroubový spoj s průchozí dírou, kdy šroub prochází dírou s vůlí a je nutné pomocí předpětí  $F_0$  od utažení matice vyvolat mezi spojovanými součástmi tření, které zamezí jejich vzájemnému pohybu.

Působící síla má vůči ose šroubu obecnou pozici, je nutné ji tedy rozložit na složku kolmou k ose šroubu a složku síly působící ve směru osy šroubu (Obr. 52).



Obr. 52 – Rozložení sil působících na šroub objímky kola

Provozní příčná síla

$$F' = \cos \alpha \cdot F_i \quad [N] \quad (10.5)$$

$$F' = \cos 45^\circ \cdot 12\,262,5$$

$$F' = 8670,896 \, N$$

Provozní tahová síla (působící ve směru osy šroubu)

$$F'' = \sin \alpha \cdot F_i \quad [N] \quad (10.6)$$

$$F'' = \sin 45^\circ \cdot 12\,262,5$$

$$F'' = 8670,896 \, N$$

Předpětí pro příčnou provozní sílu  $F_N$  se určí z podmínky přenosu provozní příčné síly třením:

$$F' \leq F_T \quad [N] \quad (10.7)$$

$$k_p \cdot F' \leq F_N \cdot f$$

Kde:

$k_p$ ..... bezpečnost proti prokluzu [-],[8],

$F_N$ ..... předpětí pro příčnou provozní sílu [N],

$F_T$ ..... třecí síla [N],

$f$ ..... součinitel tření (ocel – ocel  $f = 0,15$ ), [8].

$$F_N = \frac{k \cdot F'}{f}$$

$$F_N = \frac{1,3 \cdot 8\,670,896}{0,15}$$

$$F_N = 75\,147,77\,N$$

Výsledná hodnota předpětí je tvořena předpětím od příčné provozní síly  $F_N$  a provozní silou působící ve směru osy šroubu  $F''$ .

$$F_0 = F_N + F'' = 75\,147,77 + 8\,670,896 = 83\,818,66\,N$$

### **Předběžný návrh velikosti závitu šroubu $d'_3$**

Předběžná velikost závitu šroubu se určí ze vztahu pro namáhání šroubu prostým tahem

$$\beta \cdot \sigma_t = \frac{F_0 \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \Rightarrow d'_3 \quad [MPa] \quad (10.8)$$

$$d'_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_0 \cdot k_s \cdot \beta}{R_e \cdot \pi}} \quad [mm] \quad (10.9)$$

Kde:

$\beta$ ..... součinitel přídavného krutu [-],  $\beta = 1,3$ .

$$d'_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 83\,818,66 \cdot 1,5 \cdot 1,3}{900 \cdot \pi}}$$

$$d'_3 \geq 15,206\,mm$$

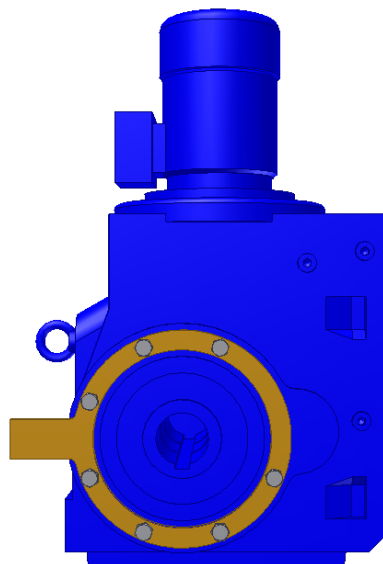
Původně byla pro šrouby uvažována obvyklá třída pevnosti 8.8, ale z důvodu nedostatečného prostoru pro hlavy šroubů, byla následně pro navrhované šrouby zvolena třída pevnosti 10.9.

Podle předběžně vypočteného malého průměru závitu  $d'_3 = 15,206\, [mm]$  volím nejbližší vyšší normalizovaný metrický závit.

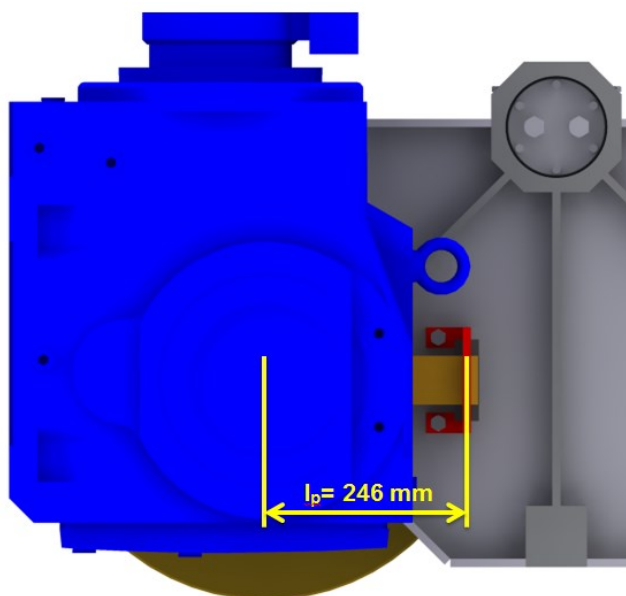
**M20 x 2,5**

### 10.3 Návrh šroubu pro zachycení momentu od motoru

K přírubě pohonu bude pomocí šroubů přichycena další příruba s výstupkem, jenž bude sloužit k zachycení momentu a tím zamezovat otočení pohonu kolem osy hřídele (Obr. 53)



Obr. 53 – Uchycení příruby na pohonu stroje



Obr. 54 – Délka ramene příruby

Potřebná zatěžující síla se vypočte z přenášeného krouticího momentu pohonu.

$$F_t = \frac{M_2}{l_p} = \frac{2\,231}{0,246} = 9069,106 \text{ N}$$

Kde:

$l_p$ ..... *délka ramene příruby [-].*

Pro uchycení budou použity 2 šrouby, tzn. síla působící na 1 šroub je  $F_{i2} = 4534,553 \text{ [N]}$

Vypočteme si potřebné předpětí  $F_o$ :

$$F_o = \frac{k \cdot F_i}{f} = \frac{1,3 \cdot 4534,553}{0,15} = 39\,299,46 \text{ N}$$

Minimální průměr závitu  $d'_3$ :

$$d'_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot k_s \cdot \beta}{R_e \cdot \pi}}$$

$$d'_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 39\,299,46 \cdot 1,5 \cdot 1,3}{640 \cdot \pi}}$$

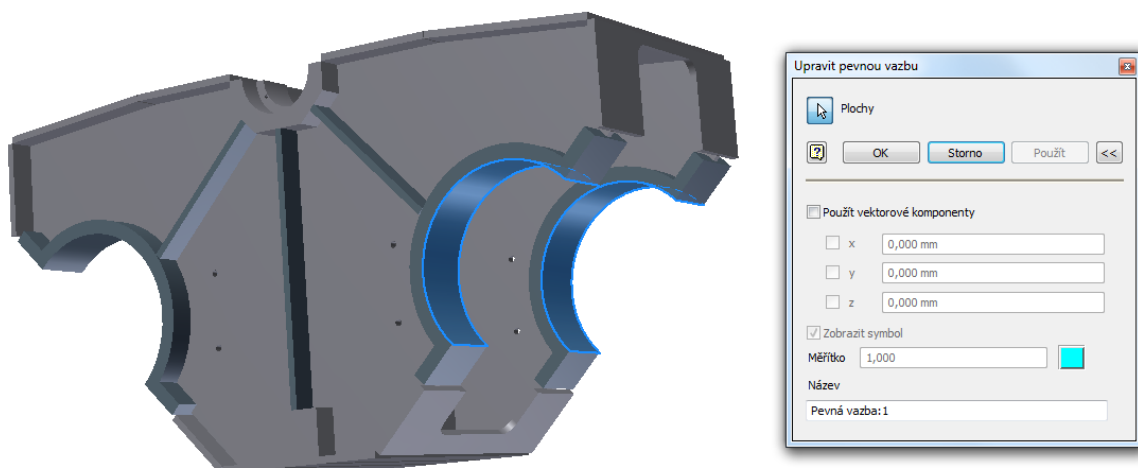
$$d'_3 \geq 12,347 \text{ mm}$$

Podle předběžně vypočteného malého průměru závitu  $d'_s = 12,347 \text{ [mm]}$  volím nejbližší vyšší normalizovaný metrický závit.

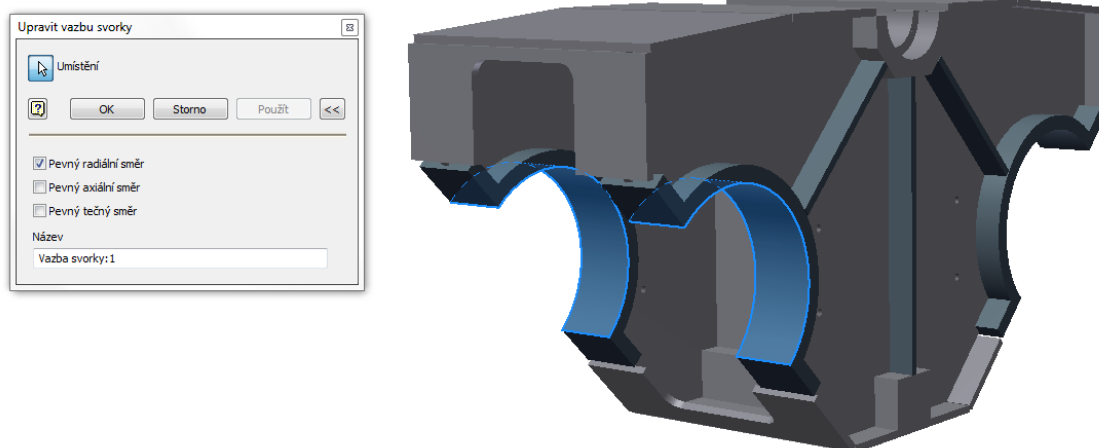
**M16 x 2**

## 11. Pevnostní analýza rámu vahadla

Pro pevnostní analýzu rámu vahadla byl použit program *Autodesk Inventor Professional 2012®*. Nejdříve byly u modelu rámu vahadla určeny okrajové podmínky, tzn. zavedeny odpovídající vazby. V objímce pro uložení pojezdových kol je na jedné polovině vahadla použita pevná vazba (Obr. 55), na druhé tzv. vazba svorky (Obr. 56), jenž umožňuje posuv ve směru osy x a lépe tak představuje skutečnost.



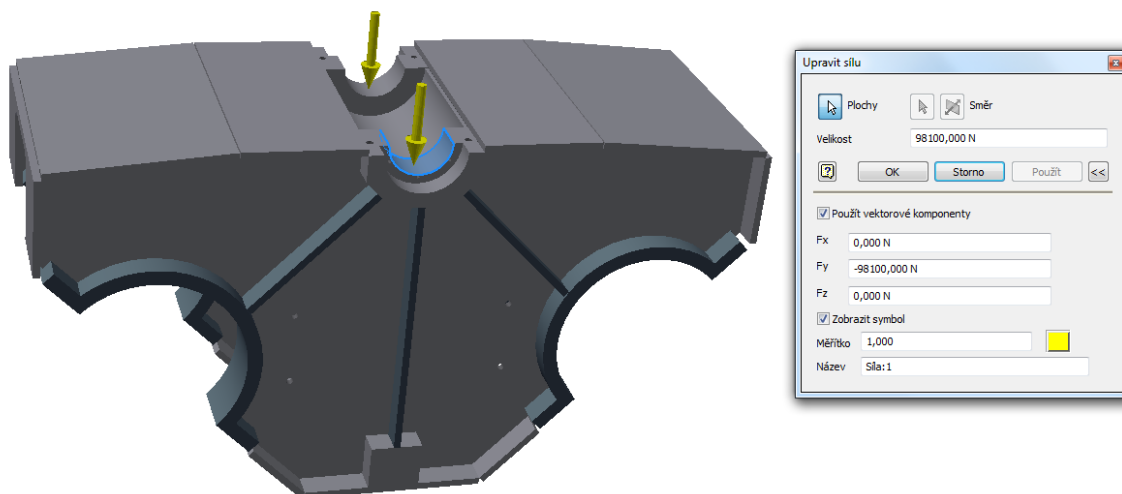
Obr. 55 – Znázornění pevné vazby



Obr. 56 – Znázornění vazby svorky

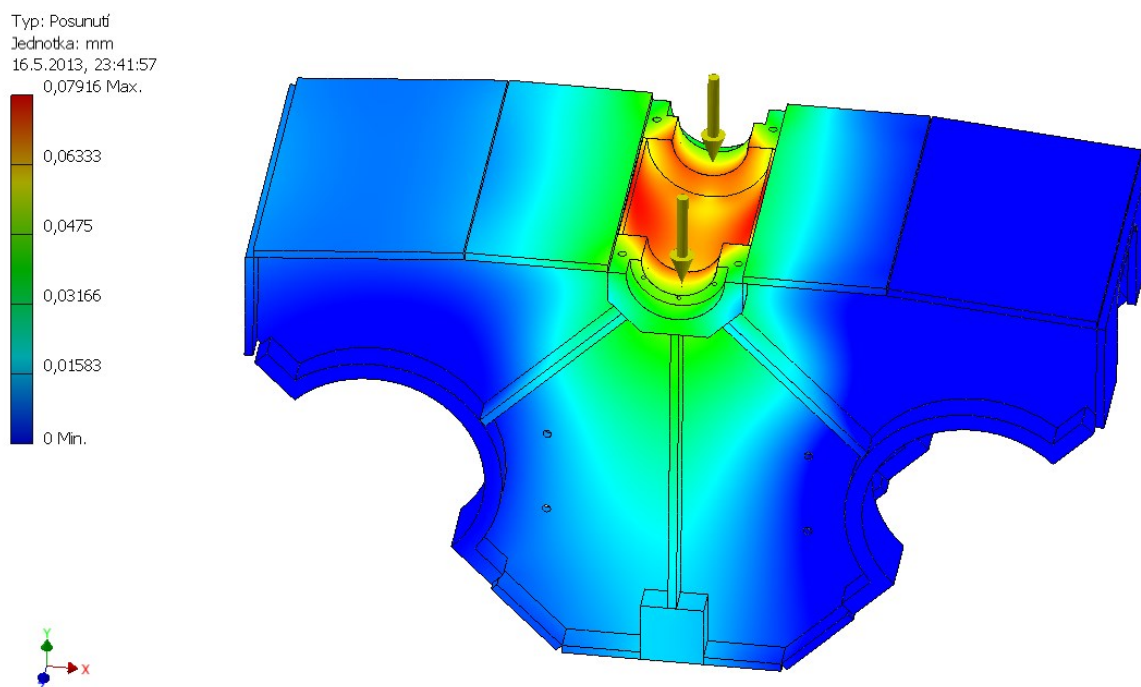


Celkové zatížení 20 t působící na čep je přeneseno na rám, kde vytváří dvojici sil v místě uložení tohoto čepu (Obr. 57).



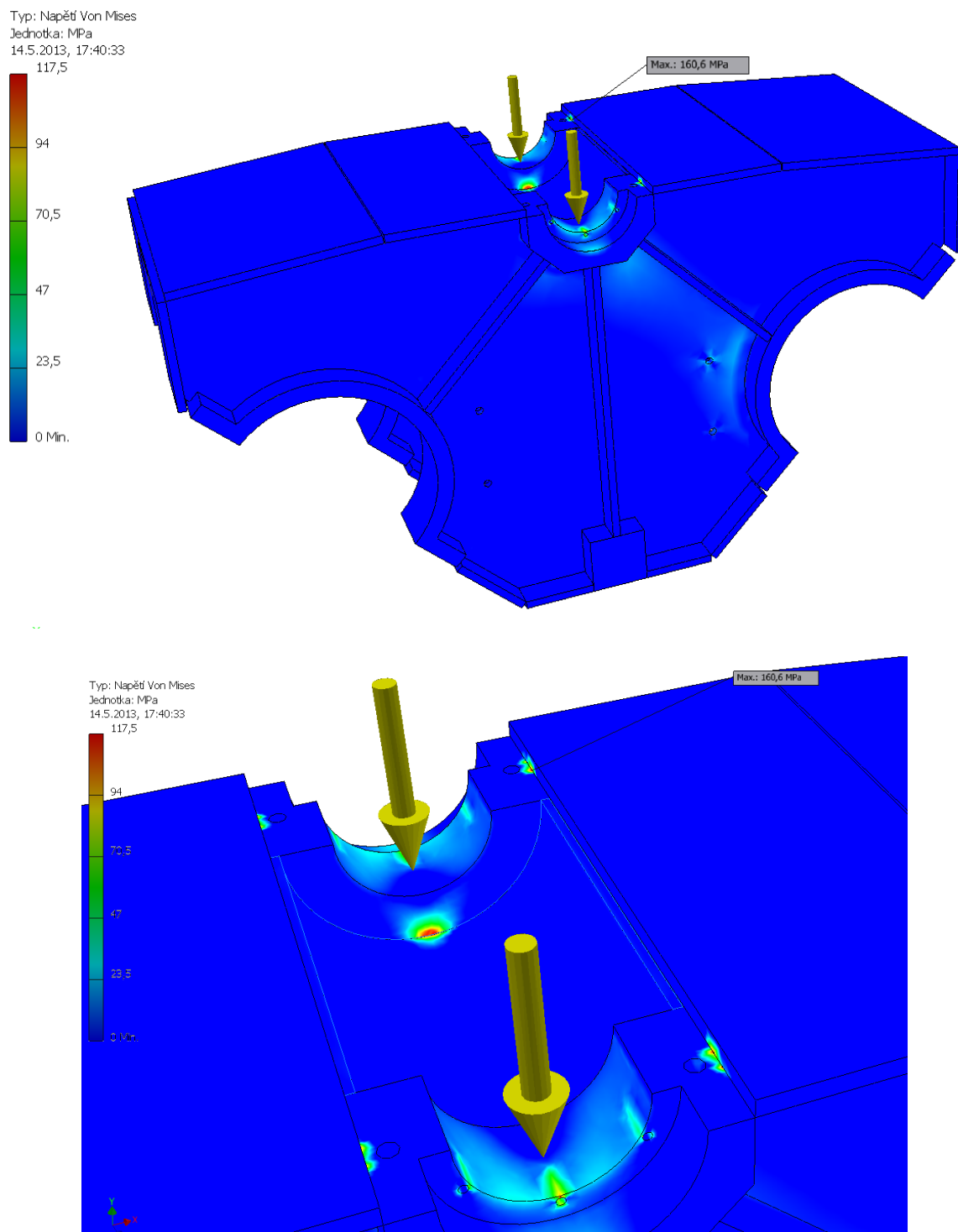
Obr. 57 – Zavedení působících sil

Maximální deformace působící v oblasti výztuhy uložení čepu dosahují hodnoty 0,079 mm, což je hodnota zanedbatelná (Obr. 58).



Obr. 58 – Deformace rámu vahadla

Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí mají velikost 160,6 MPa lokalizované ve spoji uložení hřídele s výztuhou jsou pouze bodového charakteru, tudíž pro konstrukci nepředstavují závažné riziko (Obr. 59). Napětí v ostatních částech rámu dosahují nanejvýš hodnoty 117,5 MPa, což odpovídá hodnotě 2-násobné bezpečnosti pro materiál 11 373.



Obr. 59 – Velikosti deformace rámu

## 12. Závěr

Úkolem této diplomové práce byl projekčně konstrukční návrh vahadla skládkového stroje pro zatížení 20 t. Uchycení vahadla do horní stavby stroje je řešeno pomocí čepu. Pro pojezd stroje byla zvolena vhodná kolejnice, k níž byly přiřazeny vhodné typy pojezdových kol dle norem DIN. Navrženy byly 2 varianty pojezdu stroje, v prvním případě se jednalo o valivé uložení pojezdových kol. Pro druhou variantu, s kluzným uložením kol, byl následně určen potřebný výkon pohonu. Pohon zajišťuje elektromotor s kuželočelní převodovkou z důvodu menších prostorových nároků. Výstupní dutý hřídel převodovky je nasunut na válcový konec hřídele pojezdového kola. Pevnostní kontrola navrženého rámu vahadla byla provedena v programu *Autodesk Inventor 2012 Professional*. Výsledkem pevnostní analýzy byly získány hodnoty napětí a průhybu. Tyto hodnoty byly v dovolených mezích pro určený materiál rámu.

## Seznam použité literatury

- [1] DRAŽAN, F.; KUPKA, L. *Jeřáby*. Vydání první. Praha: SNTL, 1968. 664s.
- [2] JEŘÁBEK, K. HELEBRANT, F. JURMAN, J. VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce silniční stroje*. I. vydání. VŠB – TU Ostrava, 1996. 466 s. ISBN 80 – 7078 – 389 – 3
- [3] MARTÍNEK, P. *Transportní zařízení (řešené příklady)*. I. vydání. VŠB v Ostravě, 1993. 112s. ISBN 80 – 7078 – 165 – 3
- [4] GONDEK, H. KLIMECKÝ, O. *Povrchové dobývací stroje*. I. vydání. Vítkovice Ostrava, 1987. 193 s.
- [5] HOJDAR, J. HELEBRANT, F. GONDEK H. *Povrchové dobývací stroje I*. I. vydání. VŠB TU Ostrava, 1991. 305 s. ISBN 80 – 7078 – 125 – 4
- [6] LEINVEBER, J. VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003. 870s. ISBN 80 – 86490 – 74 - 2
- [7] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. I. vydání. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2008, 130s. ISBN 978 - 80 - 248 - 1860 - 3.
- [8] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. I. vydání. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2008, 91 s. ISBN 978 - 80 - 248 - 1290 - 8.
- [9] ZELENÝ, J. *Stavba strojů: Strojní součásti*. I. vydání. Praha: Computer Press, 2000. 157s. ISBN 80 – 7226 – 311 – 0
- [10] KŘÍŽ, R. *Stavba a provoz strojů I: Části strojů*. I. vydání. Praha: SNTL, 1977. 328s.
- [11] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů: Příklady*. IV. vydání. Praha: ČVUT, 2008. 121 s. ISBN 978-80-01-04137-6
- [12] AMECO S.A. Cement Industry [online] [cit. 12.8.2012] Dostupné z:  
<http://www.ameco-tm.com/cement-industry/>
- [13] FAM. Stockyard Systems [online] [cit. 12.8.2012] Dostupné z:  
<http://www.fam.de/english/Products/Stockyard%2520systems/index.html>
- [14] SPRINGER. Fördermaschinen in der Schüttguttechnik [online] [cit. 15.6.2012]  
Dostupné z: <http://link.springer.com/cont/pdf/10.1007%2Fs00501-007-0293-x.pdf>
- [15] PRODECO. ZP 10 000 [online] [cit. 20.4.2012] Dostupné z:  
<http://www.prodeco.cz/foto/vykresy/zp-10000.png/view>

- [16] PRAŽSKÉ TRAMVAJE. Kolejový svršek tvořený kolejnicí S49 [cit. 20.4.2012]  
Dostupné z: <http://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cisloclanku=2010031701>
- [17] ZKL GROUP. Katalog produktů [online] 2012. [cit. 2013-05-04] Dostupné z:  
<http://www.zkl.cz/cs/cat/drsrb/22224w33m>
- [18] NORD Drivesystem. Katalog produktů [online] 2013. [cit. 2013-05-04] Dostupné z:  
[http://www2.nord.com/cms/cz/geared\\_motors/geared-motors\\_detail\\_1527.jsp](http://www2.nord.com/cms/cz/geared_motors/geared-motors_detail_1527.jsp)
- [19] ON 27 1526. *Volná pojízďecí kola s rohovými ložisky*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1970.
- [20] DIN 15 090. Treiblaufsatz und Mitlaufsätze mit Wälzlagerung. 2008
- [21] ZKL LOŽISKA. Prodej ložisek [online] [cit. 2013-05-04] Dostupné z:  
<http://www.zkl-loziska.cz/Vyrobky-info/all/all/22224W33M-1/>

## Seznam obrázků

Obr. 1 – Podélná skládka [12] .....	16 -
Obr. 2 – Hromady založené metodou „CONE – SHELL [13].....	17 -
Obr. 3 – Hromada založené metodou „CHEVRON“ [13].....	18 -
Obr. 4 – Důsledek granulometrické segregace u zakládání metodou CHEVRON [14].-	18 -
Obr. 5 – Hromada založená metodou „WINDROW“ [13].....	19 -
Obr. 6 – Hromada založená metodou „STRATA“ [13].....	19 -
Obr. 7 – Hromada založená metodou QUINCUNX [14] .....	20 -
Obr. 8 – Kruhová skládka [13] .....	20 -
Obr. 9 – Metoda „CHEVCON“ [13] .....	21 -
Obr. 10 – Čelní kolesový naběrač [2] .....	23 -
Obr. 11 – Kolesový mostový naběrač [13] .....	23 -
Obr. 12 – Barelový naběrač [14].....	24 -
Obr. 13 – Mostový shrnovač [14].....	25 -
Obr. 14 – Diskový shrnovač [14].....	25 -
Obr. 15 – Kolesový výložníkový naběrač FAM [13].....	26 -
Obr. 16 – Boční naběrač FAM [13].....	26 -
Obr. 17 – Poloportálový shrnovač FAM [13] .....	27 -
Obr. 18 – Portálový shrnovač FAM [13].....	27 -
Obr. 19 – Portálový korečkový naběrač [2] .....	28 -
Obr. 20 – Zakládání materiálu ve spojení s kolejovou dopravou [14].....	28 -
Obr. 21 – Pásový zakladač ZP 10 000 [15] .....	29 -
Obr. 22 – Čtyřbodové uložení spodního rámu spodní stavby rýpadla [5] .....	31 -
Obr. 23 – Andréův způsob řešení [5].....	31 -
Obr. 24 – Montagnonův způsob řešení [5].....	32 -
Obr. 25 – Tříbodový způsob uložení [5].....	32 -
Obr. 26 – Systémy housenicových podvozků včetně schéma řízení [5].....	34 -
Obr. 27 – Vícebodové uložení dvouhousenicového podvozku [5].....	35 -

Obr. 28 – Čtyřbodové uložení dvouhousenicového podvozku [5] .....	- 35 -
Obr. 29 – Tříbodové uložení dvouhousenicového podvozku [5] .....	- 35 -
Obr. 30 – Schéma konstrukce pojezdových vahadel housenicových podvozků [5] .....	- 36 -
Obr. 31 – Základní typy housenicových podvozků [5] .....	- 37 -
Obr. 32 – Model pojezdového mechanismu .....	- 38 -
Obr. 33 – Detail příčné vzpěry .....	- 38 -
Obr. 34 – Pojezdové kolo ve valivých ložiscích .....	- 39 -
Obr. 35 – Detail uložení pojezdového kola ve valivých ložiscích .....	- 39 -
Obr. 36 – Detail uložení pojezdového kola v kluzných ložiscích .....	- 40 -
Obr. 37 – Příruba na bloku pohonu .....	- 41 -
Obr. 38 – Zachycení momentu od pohonu stroje .....	- 41 -
Obr. 39 – Rozměry kolejnice S49 [16] .....	- 42 -
Obr. 40 – Vůle mezi nákolky a kolejnicí .....	- 46 -
Obr. 41 – Pojezdové kolo BHKE 500 x 90 - 222 .....	- 46 -
Obr. 42 – Uložení pojezdového kola ve valivých ložiscích .....	- 47 -
Obr. 43 - Soudečkové ložisko 22224W33M [17] .....	- 47 -
Obr. 44 – Uložení pojezdového kola v kluzných ložiscích .....	- 50 -
Obr. 45 – Kluzné ložisko .....	- 51 -
Obr. 46 – Schéma pro určení tažné síly [1] .....	- 53 -
Obr. 47- Zatížení poháněné hřídele .....	- 56 -
Obr. 48 - Silové poměry ve spoji pomocí těsného pera .....	- 58 -
Obr. 49 – Schéma nalisování náboje a hřídele .....	- 61 -
Obr. 50 – Schéma pro určení mezní úchytky hřídele .....	- 63 -
Obr. 51 – Schéma zatížení čepu vahadla .....	- 64 -
Obr. 52 – Rozložení sil působících na šroub objímky kola .....	- 66 -
Obr. 53 – Uchycení příruby na pohonu stroje .....	- 68 -
Obr. 54 – Délka ramene příruby .....	- 68 -
Obr. 55 – Znázornění pevné vazby .....	- 70 -

Obr. 56 – Znázornění vazby svorky .....	- 70 -
Obr. 57 – Zavedení působících sil .....	- 71 -
Obr. 58 – Deformace rámu vahadla .....	- 71 -
Obr. 59 – Velikosti deformace rámu .....	- 72 -



## Seznam tabulek

Tab. 1 – účel a podmínky skladování sypkých materiálů [2] .....	15 -
Tab. 2 – výpočtová účinná šířka kolejnice (výběr) [19] .....	45 -
Tab. 3 – součinitel trvanlivosti [19].....	45 -
Tab. 4 – výpočtové parametry a rozměry ložiska [17].....	48 -
Tab. 5 – vlastnosti ložiskového materiálu [9] .....	50 -
Tab. 6 - hodnoty ramen valivého odporu [11] .....	54 -
Tab. 7 – hodnoty součinitele nezahrnutých přídavných odporů [1] .....	54 -
Tab. 8 – parametry pohonu SK 9072.1 – 100LA/4 [18].....	55 -

## Seznam příloh

### Výkresová dokumentace:

KLUZNÉ LOŽISKO

MALÉ VÍKO

NEPOHÁNĚNÁ HŘÍDEL – KLUZNÁ

POHÁNĚNÁ HŘÍDEL

RÁM VAHADLA

NEPOHÁNĚNÉ KOLO – KLUZNÉ

POHÁNĚNÉ KOLO

ULOŽENÍ VAHADLA

VÍKO KRYCÍ

VÍKO KRYCÍ II

VÍKO S GUFEREM

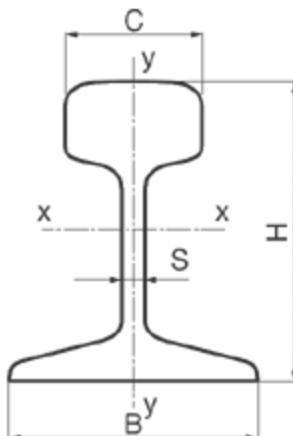
VÍKO S GUFEREM II

### Ostatní přílohy:

Příloha č. 1 – Železniční kolejnice širokopatní

Příloha č. 2 – Katalogový list – pohon společnosti nord



## Železniční kolejnice širokopatní



Rozměr (kóta)mm	49E1 (S49)	R65	P65	60 E1 (UIC60 )	60E2	54E1 (UIC54)	54E2 (UIC54E)	54E4
H - výška kolejnice	149	180	180	172	172	159	161	154
B - šířka paty	125	150	150	150	150	140	125	125
C - šířka hlavy	70	75	75	74,3	74,3	72,2	69,5	70
S - tloušťka stojiny	14	18	18	16,5	16,5	16	16	16
G - hmotnost (kg/m)	49,39	64,87	64,88	60,21	60,05	54,77	53,82	54,31
A - průřez. plocha (cm <sup>2</sup> )	62,92	82,64	82,65	76,7	76,50	69,77	68,56	69,19
Moment setrvačnosti J <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	1816	3543,1	3540,0	3038,3	3022,0	2337,9	2307	2056,0
Modul průřezu W <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	240,3	359	358,0	333,6	330,4	278,7	276,4	259,2

## Katalogový list – pohon

**3,00 kW**

$P_1$ [kW]	$n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	$M_2$ [Nm]	$f_B$	$i_{ges}$	$F_R$ [kN]	$F_A$ [kN]	$F_{RVL}$ [kN]	$F_{AVL}$ [kN]			
3,00	5,3	5454	1,6	269,39	60,4	50,0	66,0	50,0	SK 9072.1/42 - 100LA/4	392	D90-91
	7,2	3971	1,9	196,12	63,0	50,0	66,0	50,0			
	9,0	3173	2,0	156,70	64,1	50,0	66,0	48,1			
	11	2716	2,3	134,14	64,5	50,0	66,0	46,4			
	5,8	4976	1,7	245,76	61,4	50,0	66,0	50,0	SK 9072.1 - 100LA/4	341	D90-91
	6,8	4188	2,0	206,84	62,7	50,0	66,0	50,0			
	10	2771	2,4	136,88	64,5	50,0	66,0	49,0			
	13	2231	2,4	110,18	65,0	50,0	66,0	47,1			
	15	1852	2,6	91,47	65,2	50,0	66,0	45,1			
	4,9	5847	0,8	289,61	19,8	45,0	38,0	43,4	SK 9052.1 - 100LA/4	201	D86-87
	5,7	5026	1,0	247,06	26,1	45,0	38,0	42,6			
	7,1	4035	1,2	198,38	31,2	45,0	38,0	41,6			
	8,4	3411	1,4	169,24	33,5	45,0	38,0	40,5			
	9,7	2954	1,2	145,16	34,9	45,0	38,0	39,5			
	12	2388	1,9	120,03	36,3	45,0	38,0	38,0			
	14	2046	1,9	102,40	36,9	45,0	38,0	36,7			
	16	1791	2,2	88,17	37,4	45,0	38,0	35,7			
	20	1432	2,5	72,24	37,9	45,0	38,0	33,9			